



①⑨ BUNDESREPUBLIK  
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES  
PATENT- UND  
MARKENAMT

⑫ Patentschrift  
⑩ DE 198 12 237 C 1

⑤① Int. Cl.<sup>6</sup>:  
**B 60 T 8/60**  
// B62D 101:00,  
117:00

②① Aktenzeichen: 198 12 237.3-21  
②② Anmeldetag: 20. 3. 98  
②③ Offenlegungstag: -  
②④ Veröffentlichungstag  
der Patenterteilung: 23. 9. 99

Innerhalb von 3 Monaten nach Veröffentlichung der Erteilung kann Einspruch erhoben werden

⑦③ Patentinhaber:  
DaimlerChrysler AG, 70567 Stuttgart, DE

⑦② Erfinder:  
Boros, Imre, Dipl.-Ing., 72649 Wolfschlugen, DE;  
Hamann, Heinz-Dieter, Dr.-Ing., 71334 Waiblingen,  
DE; Pressel, Joachim, Dipl.-Math., 70825  
Korntal-Münchingen, DE; Maurath, Rudolf,  
Dipl.-Ing., 73728 Esslingen, DE; Reiner, Michael,  
70736 Fellbach, DE

⑤⑥ Für die Beurteilung der Patentfähigkeit in Betracht  
gezogene Druckschriften:  
DE-Publ. FREY, Chr.: Einsatz von Retardern in der  
Betriebsbremsanlage von zweigliedrigen  
Lastzügen.  
Frankfurt, 1992, Forschungsvereinigung  
Automobil-  
technik e.V. (FAT-Schriftenreihe Nr. 95), S.29-30;  
DE-Z VAN ZANTEN, A., ERHARDT, Rainer, PFAFF,  
Georg:  
FDR-Die Fahrdynamikregelung von Bosch. In: ATZ-  
Automobiltechnische Zeitschrift 96, 1994, 11,  
S. 674-689;

⑤④ Verfahren zur Fahrdynamik-Regelung an einem Straßenfahrzeug

⑤⑦ Zum Zweck einer Fahrdynamik-Regelung an einem  
Straßenfahrzeug werden fortlaufend aus einer Betrachtung  
des dynamischen Verhaltens eines Simulationsrech-  
ners eines implementierten Fahrzeugmodells Sollwerte  
 $\psi_{\infty}$  für die Giergeschwindigkeit  $\psi$  und dem Schwimm-  
winkel  $\beta$  des Fahrzeuges generiert werden und aus einem  
Vergleich der Referenzgröße  $\psi$  als Sollwert der Gierge-  
schwindigkeit  $\dot{\psi}$  des Fahrzeuges generiert mit dem mit-  
tels eines Giergeschwindigkeits-Sensors fortlaufend er-  
faßten Ist-Werten  $\dot{\psi}_z$  der Giergeschwindigkeit verglichen  
werden. Das Fahrzeugmodell ist durch ein lineares Diffe-  
rentialgleichungssystem der Form  $\dot{x} = (P) \cdot x + (Q) \cdot u$  darge-  
stellt, in dem  $(P)$  eine  $4 \times 4$ -Matrix mit Elementen  $p_{ij}$   
( $p_{11} = 0, m_z v, 0, 0; 0, 0, 0, J_z; 0, 0, 0, 0; 0, -1, 0, 0$ ) repräsen-  
tiert, in denen mit  $m_z$  die Masse des Fahrzeuges, mit  $J_z$   
sein Gier-Trägheitsmoment und mit  $v$  die Fahrzeuglängs-  
geschwindigkeit bezeichnet sind,  $(Q)$  eine  $4 \times 4$ -Matrix mit  
Elementen  $q_{ij}$   
( $q_{11} = 0, -C_v - C_H, 0, -m_z \cdot v - (C_v l_v - C_H l_H)/v; 0, C_H l_H - C_v l_v, 0,$   
 $-(l_v^2 C_v - l_H^2 C_H)/v; 0, 0, 0, 0; 0, 0, 0, 1$ ) repräsentiert, in denen  
 $C_v$  und  $C_H$  die Schräglauftiefigkeiten der Vorderräder  
bzw. der Hinterräder des Fahrzeuges und mit  $l_v$  und  $l_H$  der  
Abstand des Fahrzeugschwerpunktes von der Vorderachse  
bzw. der Hinterachse bezeichnet sind.  $\bar{c}$  repräsentiert  
einen 4-Komponenten-Spaltenvektor mit den Kompo-  
nenten  $c_i$  ( $c_i = C_v, C_v l_v, 0, 0$ ),  $\bar{x}$  einen aus den Zustandsgrößen  
 $\beta_z$  und  $\dot{\psi}_z$  gebildeten ...

DE 198 12 237 C 1

DE 198 12 237 C 1

Die Erfindung betrifft ein Verfahren zur Fahrdynamik-Regelung an einem Straßenfahrzeug, wonach taktgesteuert in zeitlich aufeinanderfolgenden Zyklen vorgegebbarer Dauer  $T_K$  von z. B. 5 bis 10 ms mittels eines Simulationsrechners einer selbsttätigen Ablauf der Regelung vermittelnden elektronischen Steuereinheit auf der Basis eines das Fahrzeug hinsichtlich seiner konstruktiv bedingten Kenngrößen und seines Beladungszustandes sowie seiner Betriebsdaten repräsentierenden Modells aus gemessenen aktuellen Werten des Lenkwinkels  $\delta$ , der Fahrzeuggeschwindigkeit  $v_x$  und ggf. der Querbewegung  $a_y$  Referenzgrößen für mindestens die Giergeschwindigkeit  $\dot{\Psi}$  und den Schwimmwinkel  $\beta$  des Fahrzeuges generiert werden und aus einem Vergleich der Referenzgröße  $\dot{\Psi}_{SO}$  als Sollwert der Giergeschwindigkeit des Fahrzeuges mit mittels einer Giergeschwindigkeits-Sensoreinrichtung fortlaufend erfaßten Ist-Werten  $\dot{\Psi}_I$  der Giergeschwindigkeit des Fahrzeuges Ansteuersignale zu einer Abweichungen des jeweiligen Ist-Wertes vom jeweils maßgeblichen Sollwert kompensatorisch beeinflussenden Aktivierung mindestens einer Radbremse des Fahrzeuges und/oder zur Reduzierung des Motor-Antriebsmoments erzeugt werden.

Ein Fahrdynamik-Regelungsverfahren (FDR) dieser Art ist durch die ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 96 (1994), Heft 11, Seiten 674 bis 689 bekannt.

Bei dem bekannten Verfahren wird unter Zugrundelegung des sogenannten Einspurmodells eines Fahrzeuges ein Sollwert  $\dot{\Psi}_{SO}$  gemäß der Beziehung

$$\dot{\Psi}_{SO} = \frac{v_x \cdot \delta}{(a + c) \left( 1 + \frac{v_x^2}{v_{CH}^2} \right)}$$

gebildet, in der mit  $v_{CH}$  die sogenannte charakteristische Geschwindigkeit des Fahrzeuges, mit  $a$  der Abstand der Vorderachse vom Fahrzeugschwerpunkt und mit  $c$  der Abstand der Hinterachse vom Fahrzeugschwerpunkt bezeichnet sind.

Als "charakteristische Geschwindigkeit"  $v_{CH}$  ist diejenige – fahrzeugspezifische – Geschwindigkeit bezeichnet, die einem Maximum des Quotienten  $\dot{\Psi}/\delta$  entspricht. Dies gilt für niedrige Querbewegungen  $a_y \leq 3 \text{ ms}^{-2}$ . Die Fahrdynamik-Regelung ist als Zustandsregelung des Schwimmwinkels  $\beta$  und der Giergeschwindigkeit realisiert, wobei der Schwimmwinkel  $\beta$ , der den Unterschied der Richtungen zwischen Fahrtrichtung und der Richtung der Fahrzeuglängsachse angibt, einen vorgegebenen Grenzwert nicht überschreiten soll.

Bei der insoweit erläuterten Fahrdynamik-Regelung ergibt sich aufgrund der Art der Generierung des Sollwertes für die Giergeschwindigkeit des Fahrzeuges, insbesondere dann, wenn der Fahrer in einem "hastigen" Lenkmanöver eine rasche Änderung des Lenkwinkels einsteuert, eine drastische Abweichung des Istwertes der Giergeschwindigkeit  $\dot{\Psi}$  des Fahrzeuges vom Sollwert, der, aufgrund der erwähnten Abhängigkeit vom Lenkwinkel, dem Istwert der Giergeschwindigkeit des Fahrzeuges, der sich, bedingt durch die Trägheit des Fahrzeuges langsamer ändert, in jedem Falle vorausseilt. Spricht in diesem Falle die Regelung an, so erfolgt dies im Sinne eines Abbaues der Seitenführungskraft an der Hinterachse des Fahrzeuges, was in der angenommenen Situation jedoch unerwünscht wäre, da eine Übersteuerungstendenz in der falschen Richtung erzeugt wird, die zu einem späteren Zeitpunkt durch einen erneuten Regelungseingriff korrigiert werden müßte. Ein solches "Regelspiel", das nur deswegen zustande kommt, weil eine unrealistische Sollwert-Vorgabe möglich ist, stellt eine Situation potentieller Gefahr dar, die vermieden werden sollte.

Aufgabe der Erfindung ist es daher, ein Verfahren der eingangs genannten Art dahingehend zu verbessern, daß eine Sollwert-Vorgabe für die dynamischen Zustandsgrößen des Fahrzeuges erzielt wird, die einem realistischen Bewegungsverhalten des Fahrzeuges entspricht, sowie eine zur Anwendung des Verfahrens geeignete Einrichtung zu schaffen.

Diese Aufgabe wird hinsichtlich des Verfahrens erfindungsgemäß durch die kennzeichnenden Merkmale des Patentanspruchs 1 gelöst.

Hiernach erfolgt die Generierung von einem dynamisch stabilen Verhalten eines zweiachsigen Fahrzeuges entsprechenden Soll-Werten  $\dot{\Psi}_s$  der Giergeschwindigkeit und des Schwimmwinkels  $\beta_s$  durch eine taktgesteuerte Auswertung der folgenden Beziehungen:

$$m_z \cdot v \cdot \dot{\beta} + \frac{1}{v} (m_z \cdot v^2 + C_v \cdot l_v - C_H \cdot l_H) \cdot \dot{\Psi} + (C_v + C_H) \cdot \beta - C_v \cdot \delta = 0$$

sowie

$$J_z \cdot \ddot{\Psi} + \frac{1}{v} (C_v \cdot l_v^2 + C_H \cdot l_H^2) \cdot \dot{\Psi} - (C_H \cdot l_H - C_v \cdot l_v) \cdot \beta - C_v \cdot l_v \cdot \delta = 0$$

die unter den erfindungsgemäß als Stabilitätskriterien gewählten Bedingungen, daß zum einen die kurvenfahrtbedingten Querkraft sowie die durch die Lenkwinkeleinstellung  $\delta(t)$  sich aufbauenden Seitenführungskräfte ausgeglichen sein müssen, und zum anderen auch die am Fahrzeug wirksamen Dreh- und Giermomente ausgeglichen sein müssen, ein realistischeres Modell für das dynamische Verhalten des realen Fahrzeuges repräsentieren als die bei dem bekannten Verfahren ausgenutzte statische Beziehung für den Sollwert der Giergeschwindigkeit, da durch das erfindungsgemäß genutzte Fahrzeugmodell auch das Trägheitsverhalten des Fahrzeuges adäquat berücksichtigt wird.

Die Auswertung dieser Beziehungen, die, ausgedrückt als Matrixgleichung in der Form

$$[P] \cdot \left( \frac{d}{dt} \bar{X} \right) = [Q] \cdot \bar{X} + (\bar{C}) \cdot \delta(t) \quad (I)$$

angebar sind, in der [P] eine 4x4-Matrix mit Elementen

$p_{ij}$  ( $p_{ij} = 0, m_z v, 0, 0; 0, 0, 0, J_z; 0, 0, 0, 0; -1, 0, 0$ ), [Q] eine 4x4-Matrix mit Elementen  $q_{ij}$  ( $q_{ij} = 0, -C_v - C_H, 0, -m_z \cdot v - (C_v l_v - C_H l_H)/v; 0, C_H l_H - C_v l_v, 0, (-l_v^2 C_v - l_H^2 C_H)/v; 0, 0, 0, 0; 0, 0, 0, 1$ ),  $\bar{C}$  einen Vier-Komponenten-Spaltenvektor mit den Komponenten  $c_i$  ( $c_i = C_v, C_v l_v, 0, 0$ ),  $\bar{X}$  einen aus den Zustandsgrößen  $\beta_z$  und  $\dot{\Psi}_z$  gebildeten 4-Komponenten-Spaltenvektor mit den Komponenten  $x_i$  ( $x_i = 0, \beta_z, 0, \dot{\Psi}_z$ ) und  $\dot{\bar{X}}$  dessen zeitliche Ableitung  $d\bar{X}/dt$  repräsentieren, erfolgt im Sinne einer Aktualisierung der fahrdynamischen Zustandsgrößen  $\beta_z(k-1)$  die zu einem Zeitpunkt  $t(k-1)$  ermittelt worden sind, auf den um die Taktzeitspanne  $T_k$  späteren Zeitpunkt  $t(k)$  durch Auswertung der Beziehung

$$\bar{X}(k) = \left\{ \frac{[P]}{T_k} - [Q] \right\}^{-1} \cdot \left\{ \frac{[P]}{T_k} \cdot \bar{X}(k-1) + \bar{C} \cdot \delta(k) \right\}$$

mit auf den Zeitpunkt  $t(k)$  aktualisierten, d. h. zu diesem Zeitpunkt bestimmten Werten der Matrixelemente  $p_{ij}$  und  $q_{ij}$ .

Die den zeitlichen Änderungen ( $\dot{\Psi}$  und  $\dot{\beta}$ ) der zu regelnden Zustandsgrößen ( $\Psi$  und  $\beta$ ) zugeordnete Koeffizientenmatrix [P] der das Fahrzeug-Referenzmodell repräsentierenden Matrixengleichung (I) enthält lediglich Matrixelemente, die entweder unabhängig von den Fahrzeugdaten "absolut" konstant sind oder fahrzeugspezifisch konstant, d. h. während einer Fahrt sich nicht verändern, oder fahrzeugspezifische Konstanten sind, die mit der Fahrzeuglängsgeschwindigkeit multipliziert oder durch diese dividiert sind, d. h. Größen, die bei unterstellbarer Kenntnis der fahrzeugspezifischen Werte, jederzeit anhand von Messungen der Fahrzeuglängsgeschwindigkeit mit entsprechender Genauigkeit ermittelt werden können.

Dasselbe gilt sinngemäß auch mit Bezug auf die Matrixelemente der den zu regelnden Zustandsgrößen ( $\Psi$  und  $\beta$ ), dem "Zustandsvektor", zugeordneten Matrix [Q], soweit diese zur Längsgeschwindigkeit des Fahrzeuges proportionale und/oder umgekehrt proportionale Glieder enthalten und diese Glieder als Faktoren im übrigen fahrzeugspezifische Konstanten enthalten.

Die Schräglauftiefigkeiten  $C_v$  und  $C_H$ , die im Fahrzeug-Referenzmodell zur Beschreibung der Fahrzeugreaktion auf die Lenkwinkelvorgabe bei vorgegebener Fahrzeuggeschwindigkeit dienen, sind bei vorgegebener Achs- bzw. Radlastverteilung ebenfalls als fahrzeugspezifische Konstanten anzusehen und werden bei stationärer Kurvenfahrt ( $\dot{\Psi} = 0, \dot{\beta} = 0, \delta = \text{const.}, v = \text{const.}$ ) durch Auswertung der Beziehungen

$$C_H = \frac{m_z \cdot v \cdot l_v \cdot \dot{\Psi}}{\left( \frac{l_H \cdot l_v \cdot \dot{\Psi}}{v} - \beta \cdot l_v - \beta \cdot l_H + \frac{l_H^2 \cdot \dot{\Psi}}{v} \right)}$$

und

$$C_v = \frac{m_z \cdot v \cdot \dot{\Psi}}{\left( \frac{l_H \cdot l_v \cdot \dot{\Psi}}{v} - \beta \cdot l_v - \beta \cdot l_H + \frac{l_H^2 \cdot \dot{\Psi}}{v} \right)} \cdot \frac{\left( l_H \cdot \beta - \frac{l_H^2 \cdot \dot{\Psi}}{v} \right)}{\left( \frac{l_v \cdot \dot{\Psi}}{v} + \beta - \delta \right)}$$

in adaptiven "Lern"-Vorgängen bestimmt.

Die für die Bestimmung der Schräglauftiefigkeiten erforderliche Kenntnis des Schwimmwinkels  $\beta_z$  ist für den Fall stationärer Kurvenfahrt und geringer Querbeschleunigung durch eine Auswertung der bekannten Beziehung  $\beta_z = l_H/R_S$  gewinnbar, in der mit  $R_S$  der Bahnradius des Schwerpunktes des Fahrzeuges bezeichnet ist, wobei dieser Radius  $R_S$  durch die Beziehung  $R_S = (l_H^2 + R_H^2)^{1/2}$ , in der mit  $R_H$  der Mittelwert der Bahnradien der Hinterräder des Fahrzeuges bezeichnet ist, die sich bei Kenntnis der Spurweite der Hinterräder aus den Raddrehzahlen derselben nach bekannten Relationen ermitteln läßt.

Alternativ oder ergänzend hierzu kann unter denselben Randbedingungen der Schwimmwinkel  $\beta_z$ , wie gemäß Anspruch 2 vorgesehen, auch durch eine Auswertung der Beziehung

$$\beta_z = \delta \cdot \frac{l_H}{l_z}$$

ermittelt werden.

Demgegenüber hat die gemäß Anspruch 3 vorgesehene Art der Bestimmung des Schwimmwinkels  $\beta_z$  gemäß der Beziehung

$$\beta_z = \int_{t_0(\delta=0)}^{t_c(\delta=\delta_c)} \left( \frac{a_q}{v} - \dot{\Psi} \right) dt$$

5

in der mit  $a_q$  die mit Beginn der Einstellung eines Lenkwinkels sich aufbauende Fahrzeug-Querbeschleunigung bezeichnet ist, den Vorteil, daß eine genaue Bestimmung des Schwimmwinkels auch bei relativ hohen Fahrzeug-Querbeschleunigungen und damit auch eine genauere Bestimmung der Schräglauftiefigkeiten möglich ist, wobei diese Querbeschleunigung  $a_q$  mittels eines Querbeschleunigungssensors gemessen werden kann oder auch rechnerisch aus dem Kurvenfahrt-Radius und der Fahrzeuggeschwindigkeit ermittelt werden kann.

10

In der durch die Merkmale des Anspruchs 4 angegebenen, bevorzugten Ausgestaltung des erfindungsgemäßen Verfahrens wird zur Generierung von dynamisch stabilem Bewegungsverhalten eines Fahrzeuges entsprechenden Soll-Werten für die Zustandsgrößen Giergeschwindigkeit und Schwimmwinkel ein Einspurmodell eines Sattelzuges mit einachsigen Auflieger benutzt, um den das zweiachsige Zugfahrzeug gleichsam ergänzt wird, wobei als Stabilitätskriterium wiederum das Kräfte- und Momentengleichgewicht an der Zugmaschine und am Auflieger gewählt ist, gemäß den Beziehungen

15

$$\begin{aligned} m_z \cdot v(\beta_z + \Psi_z) &= F_v + F_H - F_G \\ J_z \ddot{\Psi}_z &= F_v \cdot l_v - F_H \cdot l_H + F_G \cdot l_G \\ m_A \cdot v \cdot (\beta_A + \Psi_A) &= F_G + F_A \\ J_A \ddot{\Psi}_A &= F_G \cdot l_{AV} - F_A \cdot l_{AH} \end{aligned}$$

20

Die kinematische Kopplung, der Gleichheit der Geschwindigkeitsrichtung am Sattelgelenkpunkt von Zugfahrzeug und Auflieger entspricht, ist durch die Beziehung

25

$$\beta_z - \frac{l_G}{v} \cdot \dot{\Psi}_z + \Psi_z = \beta_A + \frac{l_{AV}}{v} \cdot \dot{\Psi}_A + \Psi_A$$

30

berücksichtigt. In diesen Beziehungen sind mit  $F_v$ ,  $F_H$  und  $F_G$  die an den Vorderrädern, den Hinterrädern und im Sattelgelenkpunkt angreifenden Querkraften bezeichnet, mit  $l_G$  der Abstand des Sattelpunktes vom Schwerpunkt des Zugfahrzeuges, mit  $l_{AV}$  und  $l_{AH}$  der Abstand des Aufliegerschwerpunktes vom Sattelpunkt bzw. der Aufliegerachse und mit  $F_A$  die an der Aufliegerachse wirksame Seitenkraft. In diesem Fahrzeugmodell ist der Auflieger gleichsam nur durch "additive" Größen implementiert, so daß es sowohl zur Sollwert-Generierung für das Zugfahrzeug allein als auch für den Sattelzug insgesamt geeignet ist. Es kann in sinnvoller Abwandlung und Erläuterung auch zur Sollwert-Generierung für einen Gliederzug abgewandelt werden.

35

In diesem Sattelzugmodell erfolgt die Bestimmung des Schwimmwinkels  $\beta_A$  des Aufliegers gemäß der Beziehung

40

$$\beta_A = \varphi + \beta_z - \frac{\dot{\Psi}(l_G + l_{AV})}{v}$$

45

in der mit  $\varphi$  der Knickwinkel bezeichnet ist, den die im Sattelgelenk sich schneidenden Längsmittlebenen des Zugfahrzeuges und des Aufliegers miteinander einschließen. Diese Relation gilt für den Fall der stationären Kurvenfahrt, in der das Zugfahrzeug und der Auflieger dieselbe Giergeschwindigkeit  $\dot{\Psi}$  haben.

Dieser Knickwinkel kann durch Messung bestimmt werden, alternativ oder ergänzend für den Fall stationärer Kurvenfahrt mit relativ geringem Wert der Querbeschleunigung auch gemäß den Merkmalen des Anspruchs 6, wenn der Auflieger mit Raddrehzahlsensoren ausgerüstet ist.

50

Durch die Merkmale des Anspruchs 7 sind mittels einer elektronischen Verarbeitungseinheit rasch auswertbare Beziehungen für Schräglauftiefigkeiten  $C_v$ ,  $C_H$  und  $C_A$  angegeben, mit denen die an den Rädern wirksamen Reifenseitenkräfte durch die Beziehungen

55

$$F_v = -C_v \cdot \left( \beta_z - \delta + \frac{l_v}{v} \dot{\Psi}_z \right)$$

60

$$F_H = -C_H \cdot \left( \beta_z - \frac{l_H}{v} \dot{\Psi}_z \right)$$

65

$$F_A = -C_A \cdot \left( \beta_A - \frac{l_{AH}}{v} \dot{\Psi}_A \right)$$

verknüpft sind.

Bezüglich einer Einrichtung zur Fahrdynamik-Regelung an einem Straßenfahrzeug wird die eingangs genannte Aufgabe, ausgehend von einer solchen Einrichtung gemäß dem Oberbegriff des Patentanspruchs 8 dadurch gelöst, daß durch

eine elektronische Steuereinheit Routinen implementiert sind, die es ermöglichen, aus im Fahrbetrieb des Zugfahrzeuges und/oder eines aus Zugfahrzeug und Anhängerfahrzeug bestehenden Zuges meßbaren Parametern mindestens die folgenden Größen adaptiv zu bestimmen und in einem Speicher abrufbar abzulegen:

- a) Gesamtmasse  $m_{\text{ges}}$  des Zuges, 5
- b) die Masse  $m_z$  des Zugfahrzeuges,
- c) die Masse  $m_A$  des Anhängerfahrzeuges,
- d) den Radstand  $l_z$  des Zugfahrzeuges,
- e) Achslast-Verteilung  $A/P_{HA}$  des Zugfahrzeuges,
- f) Achslast-Verteilung des Zuges bzw. Hinterachslast  $P_{HA}$  des Anhängerfahrzeuges sowie Routinen zur Abschätzung 10
- g) des Trägheitsmoments  $J_z$  des Zugfahrzeuges um seine Hochachse und
- h) des Trägheitsmoments  $J_A$  des Anhängerfahrzeuges um seine Hochachse.

Durch die Implementierung dieser Routinen paßt sich das für die Referenzwertbildung dienende Fahrzeugmodell, mit dem das Fahrzeug im Fahrbetrieb ständig verglichen wird, um fahrdynamisch instabile Zustände zu erkennen, ständig dem aktuellen Beladungszustand des Fahrzeuges an, der bei Nutzfahrzeugen von Fahrt zu Fahrt sehr unterschiedlich sein kann. Die adaptive Bestimmung der genannten Größen hat auch den Vorteil, daß ein fahrzeug-spezifischer Programmierungsaufwand für die elektronische Steuereinheit der Fahrdynamik-Regelungseinrichtung weitestgehend entfällt, so daß keinerlei Fehl-Eingaben möglich sind, die im Betrieb des Fahrzeuges zu Fehlfunktionen der Regelung führen könnten. Das Konzept der adaptiven Bestimmung praktisch aller Daten, die für eine effektive Fahrdynamik-Regelung von Bedeutung sind, ermöglicht es, die Regelungseinrichtung für die verschiedensten Fahrzeugtypen und -Größen einzusetzen und ist somit auch unter Gesichtspunkten einer preisgünstigen Herstellung und eines wirtschaftlichen Einsatzes der Regelungseinrichtung besonders vorteilhaft. 15 20

Bei der gemäß Anspruch 9 zur Bestimmung der Masse  $m_z$  eines Zugfahrzeuges und ggf. der Gesamtmasse  $m_{\text{ges}}$  eines Sattel- oder Gliederzuges vorgesehenen und auch zur Masse  $m_A$  des Anhängerfahrzeuges geeigneten Routine werden aus der elektronischen Motorsteuerung her vorliegende Signale sowie die Ausgangssignale zur Brems- und Antriebs-Schlupfregelung vorgesehener Raddrehzahlsensoren ausgenutzt, die gemäß Anspruch 10 auch zur Bestimmung des Radstandes  $l_z$  des Zugfahrzeuges genutzt werden können, der, alternativ oder zusätzlich, gemäß Anspruch 11 auch aus der Lenkwinkel-Information, der Giergeschwindigkeit und der Fahrzeuglängsgeschwindigkeit des Zugfahrzeuges ermittelbar ist. 25 30

Wenn bei einem Sattelzug ein Knickwinkelsensor vorgesehen ist, mittels dessen der Winkel  $\phi$  erfaßbar ist, unter dem sich bei Kurvenfahrt die vertikalen Längsmittlebenen des Zugfahrzeuges und des Aufliegers in der Sattelgelenkachse schneiden und den Rädern des Aufliegers eigene Raddrehzahlsensoren zugeordnet sind, so sind gemäß den Merkmalen der Ansprüche 12 und 13 sowohl die Länge  $l_A$  des Aufliegers als auch der Abstand  $l_{SH}$  des Sattelpunktes von der Hinterachse des Zugfahrzeuges adaptiv bestimmbar. 35

Für eine adaptive Bestimmung der Achslast-Verteilung eines zweiachsigen (Zug)-Fahrzeuges ist es ausreichend, wenn dieses Fahrzeug mit einem einzigen Achslast-Sensor ausgerüstet ist, so daß, je nach Zuordnung dieses Achslast-Sensors zur Vorder- oder zur Hinterachse der Abstand  $l_v$  seines Schwerpunktes von der Vorderachse entsprechend den alternativen Routinen des Anspruchs 15 bestimmbar ist. 40

Auf analoge Weise ist die Massenverteilung des Aufliegers eines Sattelzuges, d. h. der Abstand  $l_{AV}$  seines Schwerpunktes vom Sattelgelenk gemäß den Merkmalen des Anspruchs 16 bestimmbar, wenn der Auflieger mit einem Achslastensensor für die über die Aufliegerachse auf der Fahrbahn abgestützte Last  $P_{AHA}$  ausgerüstet ist, und gemäß den Merkmalen des Anspruchs 17, wenn das Zugfahrzeug mit einem Hinterachslast-Sensor ausgerüstet ist. 45

Alternativ oder zusätzlich ist der Abstand  $l_{AV}$  des Auflieger-Schwerpunktes vom Sattelgelenk gemäß den Merkmalen des Anspruchs 18 – adaptiv – bestimmbar, wenn ein Last-Sensor vorgesehen ist, dessen Ausgangssignal ein Maß für den im Sattelgelenk am Zugfahrzeug abgestützten Massenanteil  $m_{AS}$  des Aufliegers ist. 50

Gemäß den Merkmalen des Anspruchs 19 gebildete Schätzwerte für das Gier-Trägheitsmoment  $J_z$  eines Zugfahrzeuges, z. B. eines Lastwagens mit von Fahrt zu Fahrt variierendem Beladungszustand und/oder für das Gier-Trägheitsmoment  $J_A$  eines ein- oder mehrachsigen Anhängerfahrzeuges sind für ein realistisches Fahrzeugmodell erfahrungsgemäß hinreichend genau. 55

Bei Fahrzeugen, die eine pneumatische Federung haben, ist eine Achslast-Sensorik auf einfache Weise durch Erfassung der Drücke in pneumatischen Radfedern implementierbar.

Sind keinerlei Achslastsensoren vorhanden, so ist eine Bestimmung der Hinterachslast  $P_{HA}$  sowie der Vorderachslast  $P_{VA}$  gemäß den Merkmalen der Ansprüche 21 und 22 durch Bremsversuche jedenfalls dann möglich, wenn reifenspezifische Konstanten  $k_{HA}$  und  $k_{VA}$  bekannt sind, die ihrerseits gemäß den Merkmalen des Anspruchs 23 radindividuell bestimmt werden können. 60

Unter Nutzung der hierfür durch die Merkmale des Anspruchs 24 angegebenen Routine ist eine gleichsam fortlaufende Erfassung der momentan gegebenen Beträge der Reifenkonstanten möglich, was besonders vorteilhaft ist, da diese Reifenkonstanten temperaturabhängig sein können und sich daher im Verlauf einer Fahrt ändern können. 65

Zum Zweck einer realitätsnahen Abschätzung der Reifenkonstanten eines Fahrzeuges kann es auch ausreichend sein, achsbezogene Reifenkonstanten  $k_{HA}$  und  $k_{VA}$  für die angetriebenen Fahrzeugräder und die nicht angetriebenen Fahrzeugräder zu ermitteln, wie gemäß Anspruch 25 vorgesehen, wobei die Reifenkonstante für die angetriebenen Fahrzeugräder, z. B. die Hinterräder des Fahrzeuges, im Traktionsbetrieb des Zugfahrzeuges ermittelt wird und mit dem hiernach bekannten Wert dieser Reifenkonstante die Reifenkonstante für die nicht angetriebenen Fahrzeugräder im Bremsbetrieb des Fahrzeuges ermittelt wird.

Im Falle einer beliebigen Gestaltung eines Nutzfahrzeug-Zuges, sei es als Sattelzug oder als Gliederzug, ist es optimal, wenn sowohl das Zugfahrzeug als auch das Anhängerfahrzeug mit einem Gierwinkel-Sensor ausgerüstet sind, so daß ein

dynamisch instabiler Zustand des Gesamtzuges aufgrund unterschiedlicher Giergeschwindigkeiten des Zugfahrzeuges und des Anhängerfahrzeuges schnell und zuverlässig erkennbar ist.

Weitere Einzelheiten des erfindungsgemäßen Verfahrens und einer zu seiner Anwendung geeigneten Einrichtung ergeben sich aus der nachfolgenden Beschreibung anhand der Zeichnung für den beispielhaften Anwendungsfall bei einem schweren Nutzfahrzeug. Es zeigen:

Fig. 1 ein als Sattelzug ausgebildetes Nutzfahrzeug in schematisch vereinfachter Seitenansicht zur Erläuterung fahrdynamisch relevanter fahrzeugspezifischer geometrischer Größen des Fahrzeuges insgesamt,

Fig. 2 eine schematisch vereinfachte Blockschaltbild-Darstellung einer für den Sattelzug gemäß Fig. 1 geeigneten Bremsanlage mit zur Implementierung einer Fahrdynamik-Regelung geeigneten Bremskraft-Stellgliedern und -Sensoren sowie einer elektronischen Steuereinheit für die Fahrdynamik-Regelung,

Fig. 3a eine Einspur-Modelldarstellung des Sattelzuges gemäß Fig. 1,

Fig. 3b eine Einspur-Modelldarstellung des Zugfahrzeuges des Sattelzuges gemäß Fig. 1 zur Erläuterung der Kurvenfahrt-Kinematik des Sattelzuges bzw. des Zugfahrzeuges gemäß Fig. 1,

Fig. 4 ein schematisch vereinfachtes Block-Diagramm zur Erläuterung der Funktion eines zur Gewinnung regelungstechnisch erforderlicher Referenzgrößen geeigneten, mittels der elektronischen Steuereinheit implementierbaren Luenberger Beobachters und

Fig. 5 ein  $\mu/\lambda$ -Diagramm zur Erläuterung der Bestimmung von Reifenkonstanten.

Für den in der Fig. 1 insgesamt mit 10 bezeichneten, ein zwei-achsiges Zugfahrzeug 11 und einen einachsigen Auflieger 12 umfassenden Sattelzug sei vorausgesetzt, daß er mit einer Einrichtung zur Fahrdynamik-Regelung ausgerüstet ist, die zusätzlich zu den Funktionen einer Antiblockierregelung (ABS-Funktion), die zu einem adhäsions-optimierten Bremsverhalten sowohl des Zugfahrzeuges 11 als auch des Sattelzuges 10 insgesamt, führt und einer Antriebs-Schlupf-Regelung (ASR-Funktion), die eine optimale Nutzung der möglichen Vortriebskräfte vermittelt, auch die Möglichkeit bietet, die Radbremsen 13 bis 16 des Zugfahrzeuges 11 (Fig. 2) und die Radbremsen 17 und 18 des Anhängerfahrzeuges – Aufliegers 12 – einzeln oder zu mehreren, auch unabhängig von einer steuernden Betätigung der insgesamt mit 20 bezeichneten Bremsanlage des Sattelzuges 10, zu aktivieren, um hierdurch, insbesondere in Kurvenfahrt- oder Bergabfahrt-Situationen ein dynamisch stabiles Fahrverhalten des Sattelzuges 10 zu gewährleisten.

Insoweit sind für die Bremsanlage 20 des Sattelzuges 10 lediglich die baulichen und funktionellen Eigenschaften einer bekannten elektropneumatischen Bremsanlage für Nutzfahrzeuge vorausgesetzt. Für die Fahrdynamik-Regelung (FDR-Funktion) ist zusätzlich auch ein Eingriff in die Motorsteuerung vorausgesetzt, z. B. derart, daß bremsende Schleppmomente, die im Schiebebetrieb des Motors 21 des Zugfahrzeuges auftreten können, teilweise oder völlig kompensierbar sind.

Demgemäß sind den Radbremsen 13 bis 18 des Zugfahrzeuges 11 bzw. des Aufliegers 12 einzeln zugeordnete pneumatische Aktuatoren 22<sub>1</sub> bis 22<sub>4</sub> bzw. 22<sub>5</sub> und 22<sub>6</sub> vorgesehen, die durch Ansteuerung von lediglich schematisch angedeuteten "Bremsdruck"-Regelventilen 23<sub>1</sub> bis 23<sub>6</sub> mit individuell einstellbaren "Brems"-Drücken beaufschlagbar sind, die mittels den Aktuatoren 22<sub>1</sub> bis 22<sub>6</sub> einzeln zugeordneter "Bremsdruck"-Sensoren 24<sub>1</sub> bis 24<sub>6</sub> individuell überwachbar sind.

Die Bremsdruck-Regelventile 23<sub>1</sub> bis 23<sub>6</sub> sind als elektrisch ansteuerbare Magnetventile ausgebildet, die durch Ausgangssignale einer elektronischen Steuereinheit 25 ansteuerbar sind, die nachfolgend noch mehr im einzelnen anhand ihrer Funktionen erläutert werden wird, deren Kenntnis als ausreichend dafür angesehen wird, daß sie durch einen Fachmann der elektronischen Schaltungstechnik realisierbar ist, ohne daß auf schaltungstechnische Einzelheiten dieser elektronischen Steuereinheit 25 im einzelnen eingegangen wird.

Die Bremsanlage 20 ist bei dem zur Erläuterung gewählten Ausführungsbeispiel als 3-Kreis-Bremsanlage ausgebildet, bei der die Vorderradbremsen 13 und 14 des Zugfahrzeuges 11 zu einem Bremskreis I, die Hinterradbremsen 15 und 16 des Zugfahrzeuges 11 zu einem Bremskreis II und die Radbremsen 17 und 18 des Aufliegers 12 zu einem dritten Bremskreis III zusammengefaßt sind, zu deren "Brems"-Druckversorgung je ein eigener pneumatischer Druckspeicher 26<sub>1</sub> und 26<sub>2</sub> bzw. 26<sub>3</sub> vorgesehen ist, die ihrerseits aus einer nicht dargestellten zentralen Druckluftquelle aufladbar sind, die einen vom Fahrzeugmotor 21 angetriebenen, ebenfalls nicht dargestellten Kompressor umfaßt.

Die Einsteuerung einer vom Fahrer gewünschten Fahrzeugverzögerung erfolgt durch Pedalbetätigung eines elektromechanischen oder elektronischen Gebers 27, der ein elektrisches Ausgangssignal erzeugt, das ein Maß für die Auslenkung des Steuerpedals 28 aus seiner dem nicht betätigten Zustand der Bremsanlage 20 zugeordneten Grundstellung und damit ein Maß für die vom Fahrer gewünschte Fahrzeugverzögerung ist. Das Geber-Ausgangssignal ist der elektronischen Steuereinheit 25 zugeleitet, die aus einer Verarbeitung dieses Fahrerwunsch-Signals mit weiteren Signalen, insbesondere dem Ausgangssignal eines lediglich schematisch angedeuteten Lenkwinkel-Gebers 29 und eines ebenfalls lediglich schematisch dargestellten Giergeschwindigkeitssensors 31 sowie Ausgangssignalen den Fahrzeugrädern einzeln zugeordneter Raddrehzahlsensoren 31<sub>1</sub> bis 31<sub>6</sub>, deren Ausgangssignale jeweils ein Maß für die Drehzahlen der überwachten Fahrzeugräder sind, Ansteuersignale für den Bremskreisen I, II und III je einzeln zugeordnete elektropneumatische Druckmodulatoren 32<sub>1</sub>, 32<sub>2</sub> und 32<sub>3</sub> erzeugt, über die die Betätigungs-Druckzumessung aus den Druckluftbehältern 26<sub>1</sub>, 26<sub>2</sub> und 26<sub>3</sub> zu den Bremskreisen I, II und III erfolgt. Diese Druckmodulatoren 32<sub>1</sub> bis 32<sub>3</sub> können, wie in der Fig. 2 durch die Ventilsymbol-Darstellungen angedeutet, im einfachsten Fall als gepulst ansteuerbare 2/2-Wege-Magnetventile ausgebildet sein, über die die Druckluftbehälter 26<sub>1</sub> bis 26<sub>3</sub> an die sich zu den jeweiligen Bremsdruck-Regelventilen 23<sub>1</sub> bis 23<sub>6</sub> hin verzweigenden Hauptbremsleitungen 33<sub>1</sub> und 33<sub>2</sub> bzw. 33<sub>3</sub> der Bremskreise I und II des Zugfahrzeuges 11 bzw. des Aufliegers 12 angeschlossen sind.

Die insoweit erläuterte Bremsanlage 20 ermöglicht, gesteuert durch Ausgangssignale der elektronischen Steuereinheit 25 sowohl eine Steuerung einer erwünschten Bremskraft-Verteilung auf die verschiedenen Bremskreise I, II und III als auch eine Aktivierung einzelner oder mehrerer Radbremsen des Fahrzeuges, unabhängig davon, ob der Fahrer das Bremspedal 28 betätigt oder nicht und erfüllt insoweit die für eine Fahrdynamik-Regelung notwendigen Voraussetzungen.

Damit der Sattelzug 10 auch bei einer Störung des elektronischen Steuerungssystems oder gar Ausfall des elektrischen

Bordnetzes gebremst werden kann, ist eine ebenfalls mittels des Bremspedals 28 betätigbare Bremsventil-Einheit 34 vorgesehen, mittels derer im Notbetriebs-Fall Steuerdruck aus den Druckbehältern 26<sub>1</sub>, 26<sub>2</sub> und 26<sub>3</sub> "direkt" in die Hauptbremsleitungen 33<sub>1</sub>, 33<sub>2</sub> und 33<sub>3</sub> der Bremskreise I bis III einkoppelbar ist. Diese Bremsventil-Einheit 34 ist beim zur Erläuterung gewählten Ausführungsbeispiel gemäß Fig. 2 durch drei, den Bremskreisen I bis III je einzeln zugeordnete Proportionalventile 34<sub>1</sub>, 34<sub>2</sub> und 34<sub>3</sub> repräsentiert, deren durch die entsprechend bezeichneten Ventilsymbole repräsentierte Ventilkolben mechanisch fest miteinander verbunden und formschlüssig-beweglich mit dem Bremspedal 28 sowie mit dem Pedalstellungsgeber 27 verbunden sind, wobei die Druck-Versorgungsanschlüsse 36<sub>1</sub> und 36<sub>2</sub> sowie 36<sub>3</sub> dieser Proportionalventile je einzeln direkt mit dem zugeordneten Druckluftbehälter 26<sub>1</sub>, 26<sub>2</sub> und 26<sub>3</sub> verbunden sind- und die Steuerausgänge 37<sub>1</sub>, 37<sub>2</sub> und 37<sub>3</sub> dieser Proportionalventile 34<sub>1</sub>, 34<sub>2</sub> und 34<sub>3</sub> über je ein Umschaltventil 38<sub>1</sub> und 38<sub>2</sub> sowie 38<sub>3</sub> an die Hauptbremsleitungen 33<sub>1</sub> bzw. 33<sub>2</sub> und 33<sub>3</sub> der Bremskreise I, II und III angeschlossen sind. Diese Umschaltventile 36<sub>1,2,3</sub> sind als 2/2-Wege-Magnetventile mit stromlos offener Grundstellung 0 und im angesteuerten Zustand sperrender Schaltstellung I ausgebildet, so daß im nicht angesteuerten bzw. nicht ansteuerbaren Zustand dieser Umschaltventile 38<sub>1,2,3</sub> die Steuerausgänge 37<sub>1,2,3</sub> der Bremsventileinheit 34 mit den Hauptbremsleitungen 33<sub>1,2,3</sub> der Bremsanlage 20 kommunizierend verbunden sind. Im nicht angesteuerten oder nicht ansteuerbaren Zustand der Druckmodulatoren 32<sub>1,2,3</sub> vermitteln diese ebenfalls die Funktion eines Absperrventils, wie durch die 2/2-Wege-Ventilsymbole für Ventile mit sperrender Grundstellung veranschaulicht.

Auch die Bremsdruck-Regelventile 23<sub>1</sub> bis 23<sub>6</sub> sind als Magnetventile ausgebildet, in deren im stromlosen Zustand ihrer Steuermagnete 39<sub>1</sub> bis 39<sub>6</sub> eingenommenen Grundstellung kommunizierende Verbindung zwischen den Aktuatoren 22<sub>1</sub> bis 22<sub>6</sub> mit den jeweiligen Hauptbremsleitungen 33<sub>1,2,3</sub> besteht, so daß das Fahrzeug 10 im Fehlfunktions-Fall allein durch Betätigung der Bremsventil-Einheit 34 sicher gebremst werden kann.

Im "normalen", d. h. elektronisch gesteuerten und fahrdynamisch geregelten Bremsbetrieb sind die Umschaltventile 38<sub>1,2,3</sub> in ihre sperrende Schaltstellung I gesteuert, so daß Steuerdruck nur über die elektropneumatischen Druckmodulatoren 32<sub>1,2,3</sub>, gesteuert durch Ausgangssignale der elektronischen Steuereinheit 25, in die Hauptbremsleitungen 33<sub>1,2,3</sub> der Bremskreise I, II, III einkoppelbar ist.

Zur Erläuterung funktioneller Details der elektronischen Steuereinheit 25 sei nunmehr auf die "Einspur"-Modelldarstellung der Fig. 3a Bezug genommen, in der das Zugfahrzeug 11 durch ein einziges lenkbares Vorderrad 41 und ein einziges nicht lenkbares Hinterrad 42 repräsentiert ist, die in einem festen Achsabstand  $l_z$  (Fig. 1) voneinander angeordnet sind, der durch die Beziehung  $l_z = l_v + l_H$  gegeben ist, in der mit  $l_v$  der Abstand der Drehachse 43 des Vorderrades 41 vom Massenschwerpunkt  $S_z$  des Zugfahrzeuges 11 und mit  $l_H$  der Abstand der Drehachse 44 des Hinterrades 42 vom Massenschwerpunkt  $S_z$  des Zugfahrzeuges 11 bezeichnet sind. Das Anhänger-Fahrzeug – beim gewählten Erläuterungsbeispiel der Auflieger 12 – ist durch ein einziges Fahrzeugrad 46 repräsentiert, das in einem festen Abstand  $l_A$  von der vertikalen Gelenkachse 47 des Sattelgelenks 48, mittels dessen der Auflieger 12 gelenkig jedoch zugfest mit dem Zugfahrzeug 11 koppelbar ist, angeordnet ist, wobei dieser Abstand  $l_A$  durch die Beziehung  $l_A = l_{AV} + l_{AH}$  gegeben ist, in der mit  $l_{AV}$  der Abstand des Sattelpunktes  $S_p$  bzw. der Gelenkachse 47 vom Massenschwerpunkt  $S_A$  des Aufliegers 12 und mit  $l_{AH}$  der Abstand des Massenschwerpunktes  $S_A$  des Aufliegers 12 von der Drehachse 49 des "einzigsten" Aufliegerrades 46 bezeichnet sind, durch das im Prinzip ein oder mehrere Radpaare repräsentiert sein können.

Mit 51 ist in der Fig. 1 die durch den Schwerpunkt  $S_z$  des Zugfahrzeuges gehende, vertikale Trägheitsachse bezeichnet, bezüglich derer das Zugfahrzeug 11 aufgrund seiner Massenverteilung das Trägheitsmoment  $J_z$  hat.

Mit 52 ist die durch den Schwerpunkt  $S_A$  des Aufliegers 12 gehende vertikale Trägheitsachse bezeichnet, bezüglich derer der Auflieger 12 aufgrund seiner Massenverteilung das Trägheitsmoment  $J_A$  hat.

Mit  $l_G$  ist der Abstand des Sattelpunktes  $S_p$  bzw. der Gelenkachse 47 des Sattelgelenks 38 von der durch den Schwerpunkt  $S_z$  des Zugfahrzeuges gehenden vertikalen Trägheitsachse 51 des Zugfahrzeuges 11 bezeichnet.

Zur Erläuterung des dynamischen Verhaltens des durch das Einspur-Modell gemäß Fig. 3a repräsentierten Sattelzuges 10 sei zunächst dessen Zugfahrzeug 11 (Fig. 3b) allein betrachtet, und angenommen, daß dieses sich in einer stationären "Links"-Kurvenfahrt befindet, d. h. die durch den Vektor  $v_z$  repräsentierte Bahngeschwindigkeit, mit der sich der Schwerpunkt  $S_z$  des Zugfahrzeuges 11 auf seinem Bahnkreis 53, der den Radius  $R_z$  hat, bewegt, konstant ist, und daß sinngemäß dasselbe auch für das Vorderrad 41 gilt, dessen Aufstandspunkt 54 sich auf einem Bahnkreis 55 bewegt, dessen Radius  $R_v$ , bedingt durch die Kinematik des Zugfahrzeuges 11, einen etwas größeren Radius hat als der Bahnkreis 53 des Fahrzeugschwerpunktes  $S_z$  des Zugfahrzeuges, und auch für das Hinterrad 42, dessen Aufstandspunkt 56 sich auf einem Bahnkreis 57 bewegt, wobei diese Kreisbahnen 53, 55 und 56 bezüglich eines gemeinsamen Momentanpols  $M_{mv}$  konzentrische Kreise sind.

Bedingt durch die Fahrzeuggeometrie (Radstand  $l_z$  und horizontaler Abstand  $l_H$  der vertikalen Trägheitsachse 51 des Zugfahrzeuges 11 vom Aufstandspunkt 56 des Hinterrades 42) ergibt sich als Unterschied zwischen der Richtung, in der sich das Fahrzeug 11 insgesamt momentan bewegt und der Richtung, in der seine Fahrzeuglängsachse 58 verläuft, die in der Fig. 3b durch die Verbindungslinie der Aufstandspunkte 54 und 56 des Vorderrades 41 und des Hinterrades 42 des Fahrzeuges 11 repräsentiert ist, für den Grenzfall, daß sich das Vorderrad 41 in Richtung seiner Radmittelebene 59 bewegt, die um den Lenkwinkel  $\delta$ , den der Fahrer einsteuert, gegenüber der Fahrzeuglängsachse 58 angestellt ist, und das Hinterrad 42 sich ebenfalls in Richtung seiner Radmittelebene 61 bewegt, d. h. in Richtung der Fahrzeuglängsachse 58, ein Schwimmwinkel  $\beta_z$ , der durch die Beziehung

$$\beta_z = \frac{\delta \cdot l_H}{l_z}$$

gegeben ist und für den Fall gilt, daß die Bahngeschwindigkeit  $v_z$  des Fahrzeuges 11 so niedrig ist, daß der Einfluß aus der Kurvenfahrt resultierender Fliehkräfte auf das Fahrzeug für dessen Querdynamik vernachlässigbar ist.

In diesem Grenzfall wäre der Momentanpol  $M_{m0}$  der Fahrzeugbewegung durch den Schnittpunkt der Drehachse 43 des Vorderrades 41 mit der Drehachse 44 des Hinterrades 42 gegeben. Dieser Grenzfall entspricht gemäß dem zur Erläu-

terung gewählten Einspur-Modell seitenschlupffreiem Abrollen des Vorderrades 41 und des Hinterrades 42 des Zugfahrzeuges 11 in Richtung der jeweiligen Radmittelebene 59 bzw. 61.

In einer Kurvenfahrt mit von 0 signifikant verschiedener Geschwindigkeit  $v_z$  treten jedoch Querbewegungen auf, die zu einer Zentrifugalkraft  $F_C$  führen, die dem Betrage nach durch die Beziehung

$$F_C = m_z \cdot v_z \cdot (\dot{\Psi}_z + \beta_z)$$

in der mit  $\dot{\Psi}_z$  die Giergeschwindigkeit bezeichnet ist, mit der sich das Fahrzeug um seine durch den Schwerpunkt  $S_z$  gehende vertikale Trägheitsachse 51 dreht und mit  $\beta_z$  die zeitliche Änderung des Schwimmwinkels, die jedoch bei einer stationären Kurvenfahrt dem Betrage nach 0 ist.

Diesen Seitenkräften, die das Zugfahrzeug 11 in Richtung der durch den Pfeil 64 repräsentierten Zentrifugalkraft  $F_C$  "nach außen" drängen, entsprechen Schräglaufwinkel  $\alpha_v$  und  $\alpha_H$  des Vorderrades 41 bzw. des Hinterrades 42 des Zugfahrzeuges 11, um die sich die Bewegungsrichtungen des Vorderrades 41 und des Hinterrades 42, die durch die Richtungen ihrer Bahn-Geschwindigkeitsvektoren  $v_v$  und  $v_H$  repräsentiert sind, von den durch die Radmittelebenen 59 und 61 repräsentierten Richtungen unterscheiden.

Als Folge dieses Schräglaufs des Vorderrades 41 und des Hinterrades 42 treten im Aufstandsbereich (Latsch) des jeweiligen Radreifens elastische Verformungen auf, aus denen am Vorderrad 41 und am Hinterrad 42 als Seitenführungskräfte  $F_{VS}$  und  $F_{HS}$  wirkende Rückstellkräfte resultieren, die mit zunehmenden Beträgen der Schräglaufwinkel  $\alpha_v$  und  $\alpha_H$  ihrerseits zunehmen und im Ergebnis das Fahrzeug 11 auf der Bahn halten, deren gewünschten Radius der Fahrer durch Einsteuerung des Lenkwinkels  $\delta$  vorgeben kann.

Die das Fahrzeug in der Kurve gleichsam haltenden Seitenführungskräfte  $F_{VS}$  und  $F_{HS}$  können demgemäß durch die folgenden Beziehungen angegeben werden:

$$F_{VS} = C_v \cdot \alpha_v \quad (1)$$

und

$$F_{HS} = C_H \cdot \alpha_H \quad (2)$$

durch die die Koeffizienten  $C_v$  und  $C_H$  im Sinne eines elastischen Radmodells als Schräglauftiefigkeiten definiert sind. Für das Aufliegerrad 46 des Sattelzuges 10 (Fig. 3a) gilt die entsprechende Beziehung

$$F_{AS} = C_A \cdot \alpha_A \quad (3)$$

Auch die zunächst nur für das Zugfahrzeug angestellten kinematischen Betrachtungen gelten für den Auflieger 12 analog, da der Auflieger 12 als ein gleichsam im Sattelpunkt 48 gelenktes Fahrzeug angesehen werden kann, wobei wegen dieser gelenkigen Kopplung, der Gleichheit der Geschwindigkeitsrichtung des Zugfahrzeuges 11 und des Aufliegers 12 im Sattelgelenk 48 entspricht, die Beziehung gilt:

$$\beta_z - \frac{l_G}{v} \cdot \dot{\Psi}_z + \Psi_z = \beta_A + \frac{l_{AV}}{v} \dot{\Psi}_A + \Psi_A \quad (4)$$

Für die in den Beziehungen (1), (2) und (3) anzusetzenden Schräglaufwinkel  $\alpha_v$  und  $\alpha_H$  und  $\alpha_A$  ergeben sich aus der Kurvenfahrt-Kinematik des Sattelzuges 10 unmittelbar die folgenden Beziehungen:

$$\alpha_v = \delta - \beta_z - \frac{l_v}{v} \cdot \dot{\Psi}_z \quad (5)$$

$$\alpha_H = \beta_z - \frac{l_H}{v} \cdot \dot{\Psi}_z \quad (6)$$

und

$$\alpha_A = \beta_A - \frac{l_{AH}}{v} \cdot \dot{\Psi}_z \quad (7)$$

Aus den dynamischen Stabilitätskriterien der Ausgeglichenheit der am Sattelzug angreifenden Querkkräfte und der durch die möglichen Gierbewegungen des Zugfahrzeuges 11 und des Aufliegers 12 bedingten Drehmomente ergeben sich für das Zugfahrzeug 11 die folgenden Relationen:



$$m_Z \cdot v \cdot (\dot{\beta}_Z + \ddot{\Psi}_Z) = F_V + F_H - F_G \quad (8)$$

bezüglich des Kräftegleichgewichts am Zugfahrzeug 11 und

$$J_Z \cdot \ddot{\Psi}_Z = F_V \cdot l_V - F_H \cdot l_H - F_G \cdot l_G \quad (9)$$

bezüglich des Momentengleichgewichts.

Für den Auflieger 12 ergeben sich die Beziehungen:

$$m_A \cdot v \cdot (\dot{\beta}_A + \ddot{\Psi}_A) = F_G + F_A \quad (10)$$

bezüglich des Kräftegleichgewichts und

$$J_A \cdot \ddot{\Psi}_A = F_G \cdot l_{AV} - F_A \cdot l_{AH} \quad (11)$$

bezüglich des Momentengleichgewichts, wobei in den Beziehungen (8) bis (11) mit  $F_G$  der Betrag der im Sattelgelenk 48 des Sattelzuges 10 wirksamen Querkraft bezeichnet ist.

Eine Elimination der Größe  $F_G$  in den Beziehungen (8), (9) und (11) anhand der Beziehung (10) ergibt das folgende Gleichungssystem:

$$m_Z \cdot v \cdot \dot{\beta}_Z + m_Z \cdot v \cdot \ddot{\Psi}_Z = F_V + F_H + F_A - m_A \cdot v \cdot \dot{\beta}_A - m_A \cdot v \cdot \ddot{\Psi}_A \quad (8')$$

$$J_Z \cdot \ddot{\Psi}_Z = F_V \cdot l_V - F_H \cdot l_H - m_A \cdot v \cdot \ddot{\Psi}_A \cdot l_G - m_A \cdot v \cdot \dot{\beta}_A \cdot l_G \quad (9')$$

sowie

$$J_A \cdot \ddot{\Psi}_A = m_A \cdot v \cdot \dot{\beta}_A \cdot l_{AV} + m_A \cdot v \cdot \ddot{\Psi}_A \cdot l_V - F_A \cdot l_{AV} - F_A \cdot l_{AH} \quad (11').$$

Wird diesem Gleichungssystem als vierte Gleichung (4') die zeitliche Ableitung der Beziehung (4) hinzugefügt, die gleichsam die Kopplung der Dynamik des Zugfahrzeuges 11 mit der Dynamik des Aufliegers 12 beschreibt, so ergibt sich für die dynamischen Zustands-Größen  $\dot{\Psi}_A$ ,  $\dot{\Psi}_Z$ ,  $\dot{\beta}_A$  und  $\dot{\beta}_Z$  ein System von insgesamt vier gekoppelten linearen Differentialgleichungen erster Ordnung, das, wenn die Größen  $F_V$ ,  $F_H$  und  $F_A$  durch die Beziehungen (1), (2) und (3) und hierin die Schräglaufwinkel  $\alpha_V$ ,  $\alpha_H$  und  $\alpha_A$  durch die Beziehungen (4), (5) und (6) ersetzt werden, in der folgenden Form angegeben werden kann:

$$\begin{aligned}
 m_Z \cdot v \cdot \dot{\beta}_Z + m_A \cdot v \cdot \dot{\beta}_A = & -(C_V + C_H) \cdot \beta_Z + \left( \frac{C_H \cdot l_H - C_V l_V}{v} - m_Z \cdot v \right) \cdot \dot{\Psi}_Z \\
 & - C_A \cdot \beta_A + \left( \frac{C_A \cdot l_{AH}}{v} - m \cdot v \right) \cdot \dot{\Psi}_A + C_V \cdot \delta \quad (8'')
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 J_Z \cdot \ddot{\Psi}_Z = m_A \cdot v \cdot l_G \cdot \dot{\beta}_A + (C_H \cdot l_H - C_V \cdot l_V) \cdot \beta_Z - & \left( \frac{C_V \cdot l_V^2 + C_H l_H^2}{v} \right) \cdot \dot{\Psi}_Z \\
 + C_A \cdot l_G \cdot \beta_A + \left( m_A \cdot v \cdot l_G - \frac{C_A \cdot l_{AH} \cdot l_G}{v} \right) \dot{\Psi}_A + C_V \cdot l_V \cdot \delta & \quad (9'')
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 J_A \cdot \ddot{\Psi}_A = m_A \cdot v \cdot l_{VA} \cdot \dot{\beta}_A + C_A (l_{AV} + l_{AH}) \cdot \beta_A \\
 + \left( m_A \cdot v \cdot l_{AV} - \frac{C_A \cdot l_{AH} (l_{AV} + l_{AH})}{v} \right) \cdot \dot{\Psi}_A \quad (11'')
 \end{aligned}$$

$$\dot{\beta}_Z - \frac{l_G}{v} \cdot \ddot{\Psi}_Z - \dot{\beta}_A - \frac{l_{AV}}{v} \cdot \ddot{\Psi}_A = \dot{\Psi}_A - \dot{\Psi}_Z \quad (4'')$$

Dieses Differential-Gleichungs-System (8''), (9''), (11''), (4''), das in der Einspur-Modellbetrachtung des Fahrzeuges 10 dessen Fahrdynamik allgemein beschreibt, d. h. auch unter Berücksichtigung zeitlicher Änderungen der Fahrzeuggeschwindigkeit  $v$ , des Lenkwinkels  $\delta$ , der Gier-Geschwindigkeiten  $\dot{\Psi}_Z$  und  $\dot{\Psi}_A$  sowie der Schwimmwinkel  $\beta_Z$  und  $\beta_A$  des Zugfahrzeuges 11 und des Aufliegers 12, geht für den Fall einer stationären Kurvenfahrt, bei der der Lenkwinkel  $\delta$  und die Fahrzeuggeschwindigkeit  $v$  konstant sind und Änderungen der Giergeschwindigkeiten sowie der Schwimmwinkel nicht auftreten, in die folgende Form über:

$$0 = -(C_v + C_H) \cdot \beta_z + \left( \frac{C_H l_H - C_v l_v}{v} - m_z \cdot v \right) \dot{\Psi}_z - C_A \beta_A + \left( \frac{C_A \cdot l_{AH}}{v} - m_A \cdot v \right) \cdot \dot{\Psi}_A + C_v \cdot \delta \quad (8''')$$

$$0 = (C_H \cdot l_H - C_v \cdot l_v) \cdot \beta_z - \left( \frac{C_v l_v^2 + C_H l_H^2}{v} \right) \cdot \dot{\Psi}_z + C_A \cdot l_G \cdot \beta_A + \left( m_A \cdot v \cdot l_G - \frac{C_A \cdot l_{AH} \cdot l_G}{v} \right) \cdot \dot{\Psi}_A + C_v \cdot l_v \cdot \delta \quad (9''')$$

$$0 = C_A \cdot (l_{AV} + l_{AH}) \cdot \beta_A + \left( m_A \cdot v \cdot l_{AV} - \frac{C_A \cdot l_{AH} \cdot (l_{AV} + l_{AH})}{v} \right) \dot{\Psi}_A \quad (11''')$$

$$0 = \dot{\Psi}_A - \dot{\Psi}_z \quad (4'')$$

Unter den als erfüllbar unterstellbaren Voraussetzungen, daß die Größen  $m_z$ ,  $l_H$ ,  $l_v$  für das Zugfahrzeug 11 und die Größen  $m_A$  sowie  $l_{AH}$  und  $l_{AV}$  sowie  $l_G$  für den Auflieger 12 bekannt sind, der Lenkwinkel  $\delta$ , die Fahrzeuggeschwindigkeit  $v$  und die im Falle stationärer Kurvenfahrt gemäß der Beziehung (4'') identischen Giergeschwindigkeiten  $\dot{\Psi}_z = \dot{\Psi}_A$  hinreichend genau meßbar sind, und die Schwimmwinkel  $\beta_z$  und  $\beta_A$  des Zugfahrzeuges 11 und des Aufliegers 12 mit hinreichender Genauigkeit abschätzbar oder bestimmbar sind, bilden die Beziehungen (8'''), (9''') und (11''') ein lineares algebraisches Gleichungssystem, aus dem die drei "unbekannten" Schräglauftreifigkeiten  $C_v$ ,  $C_H$  und  $C_A$  der Räder des Sattelzuges 10 auf einfache Weise bestimmbar sind, wobei die diesbezüglich erforderlichen Rechenoperationen mittels einer digitalen Rechnerstufe der elektronischen Steuereinheit 25 durchgeführt werden.

Wegen der kinematischen Kopplung des Aufliegers 12 mit dem Zugfahrzeug 11 gilt für den Schwimmwinkel  $\beta_A$  des Aufliegers 12 die folgende Beziehung:

$$\beta_A = \varphi + \beta_z - \frac{\dot{\Psi}(l_G + l_{AV})}{v}$$

in der mit  $\varphi$  der Knickwinkel bezeichnet ist, den bei Kurvenfahrt die Längsmittlebenen des Zugfahrzeuges 11 und des Aufliegers 12 miteinander einschließen, und mit  $\dot{\Psi}$  die gemeinsame Giergeschwindigkeit des Zugfahrzeuges und des Aufliegers.

Für das Zugfahrzeug 11 eines Sattelzuges 10 oder einen zweiachsigen Lastkraftwagen allein ergibt sich das folgende "reduzierte Gleichungssystem":

$$0 = -(C_v + C_H) \cdot \beta_z + \left( \frac{C_H \cdot l_H - C_v \cdot l_v}{v} - m_z \cdot v \right) \cdot \dot{\Psi}_z + C_v \cdot \delta \quad (8^{IV})$$

$$0 = (C_H \cdot l_H - C_v \cdot l_v) \cdot \beta_z - \frac{(C_v \cdot l_v^2 + C_H \cdot l_H^2)}{v} \cdot \dot{\Psi}_z + C_v \cdot l_v \cdot \delta \quad (9^{IV})$$

Eine Möglichkeit, den Schwimmwinkel  $\beta_z$  des Zugfahrzeuges 11 zu bestimmen ist die folgende:  
Ausgehend von der Beziehung

$$F_C = m_z \cdot v \cdot (\dot{\Psi}_z + \beta_z)$$

für die im Schwerpunkt des Zugfahrzeuges angreifende Zentrifugalkraft  $F_C$  ergibt sich für die am Fahrzeug angreifende Querbeschleunigung  $a_q$  die folgende Beziehung:

$$a_q = \frac{F_c}{m_z} = (\dot{\Psi}_z + \dot{\beta}_z) \cdot v$$

5

und durch einfache Umformung für die Schwimmwinkeländerung  $\dot{\beta}_z$  die Beziehung:

$$\dot{\beta}_z = \frac{a_q}{v} - \dot{\Psi}_z$$

10

Ausgehend von einer Geradeausfahrt, die durch Konstanzhaltung des Lenkwinkels  $\delta = 0$  erkennbar ist, baut sich, wenn der Fahrer ab einem Zeitpunkt  $t_0$  eine Kurvenfahrt durch Einstellung eines Lenkwinkels  $\delta$  einleitet, der Schwimmwinkel  $\beta_z$  gemäß der Beziehung:

15

$$\beta_z = \int_{t_0(\delta=0)}^{t_c(\delta=\delta_c)} \left( \frac{a_q}{v} - \dot{\Psi}_z \right) dt$$

20

auf, der so lange zunimmt, bis bei stationärer Kurvenfahrt ( $v = \text{const.}$ ,  $\dot{\Psi}_z = \text{const.}$ ) der Integrand 0 wird.

Die elektronische Steuereinheit 25 verarbeitet diese Beziehung z. B. wie folgt:

Es wird fortlaufend für kleine Zeitschritte  $[k = 1, 2, \dots, n]$ , deren Dauer  $\delta_t$  klein gegen die Zeit ist, innerhalb derer der Fahrer die Lenkung "betätigt", d. h. den Lenkwinkel  $\delta$  ändert, bis dieser wieder konstant ist, der Wert

25

$$\left( \frac{a_q(k)}{v(k)} - \dot{\Psi}_z(k) \right) \cdot \delta t$$

gebildet.

30

Durch Aufsummation der solchermaßen repräsentierten Änderungsbeträge des Schwimmwinkels  $\beta_z$  wird schließlich dessen Betrag gebildet, wobei die Aufsummation abgebrochen werden kann, sobald gilt:

$$a_q = \text{const.}, \delta = \text{const.} \text{ und } \dot{\Psi}_z = \text{const.}$$

35

da ab diesem "Zeitpunkt", zu dem diese drei Bedingungen erfüllt sind, das Integral nicht mehr anwachsen kann.

Mit dem solchermaßen ermittelten Schwimmwinkel  $\beta_z$  können aus dem Gleichungssystem (8'''), (9'''), (11''') für die stationäre Fahrt des Sattelzuges die Schräglaufsteifigkeiten  $C_v$ ,  $C_H$ ,  $C_A$  durch rein algebraische Operationen, die die elektronische Steuereinheit 25 rasch durchführen kann, ermittelt werden.

Entsprechend können aus dem Gleichungssystem (8<sup>IV</sup>), (9<sup>IV</sup>) für das Zugfahrzeug allein die Schräglaufsteifigkeiten  $C_v$  und  $C_H$  des Zugfahrzeuges ermittelt werden, so daß, falls diese bekannt sind, die Schräglaufsteifigkeit  $C_A$  des Aufliegers 12 des Sattelzuges 10 ggf. allein aus der Beziehung (11''') des Gleichungssystems (8'''), (9'''), (11'''), das für den Sattelzug insgesamt gilt, berechnet werden kann.

Zur Erfassung der in der vorgenannten Beziehung für den Schwimmwinkel  $\beta_z$  des Zugfahrzeuges auftretenden Querschleunigung  $a_q$  ist beim dargestellten Ausführungsbeispiel ein Sensor 70 vorgesehen, der fortlaufend ein für die Querschleunigung  $a_q$  charakteristisches, von der elektronischen Steuereinheit 25 verarbeitbares elektrisches Ausgangssignal liefert.

Alternativ hierzu oder zusätzlich kann die Querschleunigung  $a_q$  auch rechnerisch aus den bekannten Abmessungen des Fahrzeuges, der Bahngeschwindigkeit  $v$  der Fahrzeugräder und der daraus errechenbaren Bahngeschwindigkeit des Fahrzeug-Schwerpunktes ermittelt werden.

Werden die Größen  $\beta_A$  (Schwimmwinkel des Aufliegers),  $\beta_z$  (Schwimmwinkel des Zugfahrzeuges),  $\dot{\Psi}_A$  (Giergeschwindigkeit des Aufliegers) und  $\dot{\Psi}_z$  (Giergeschwindigkeit des Zugfahrzeuges) zu einem 4-Komponenten(Spalten-)Vektor  $\vec{X}$ , die zeitlichen Ableitungen dieser Größen ebenfalls zu einem Vier-Komponenten-(Spalten)Vektor  $\vec{X}$  sowie die Schräglaufsteifigkeit  $C_v$  des Vorderrades 41 des Einspur-Modellfahrzeuges und deren Produkt  $C_v l_v$  mit dem Abstand des Vorderrades vom Schwerpunkt des Zugfahrzeuges 11 ebenfalls zu einem Vier-Komponenten(Spalten)-Vektor  $\vec{C}$  zusammengefaßt, wobei der Vektor  $\vec{X}$  den momentanen Bewegungszustand des Fahrzeuges zu einem Zeitpunkt  $k$  repräsentiert und der Vektor  $\vec{X}$  die zeitliche Änderung der Zustandsgrößen, so ist mit dem Gleichungssystem (8''), (9''), (11''), (4'') die folgende Matrixgleichung äquivalent:

$$[P] \cdot \left( \frac{d}{dt} \vec{X} \right) = [Q] \cdot \vec{X} + (\vec{C}) \cdot \delta$$

60

in der die Matrizen  $[P]$  und  $[Q]$  jeweils (4x4)-Matrizen sind und der Spalten-Vektor  $\vec{C}$  lediglich die Komponenten  $c_1$  und  $c_2$  als von 0 verschiedene Komponenten hat.

Die Matrixelemente  $p_{ij}$  ( $i, j = 1-4$ ) der Matrix  $[P]$  sind durch die folgenden Relationen gegeben:

65

$$\begin{aligned} p_{11} &= m_A \cdot v; p_{12} = m_z \cdot v; p_{13} = p_{14} = 0; \\ p_{21} &= -m_A \cdot v \cdot l_G; p_{22} = p_{23} = 0; p_{24} = J_z; \\ p_{31} &= -m_A \cdot v \cdot l_{AV}; p_{32} = 0; p_{33} = J_A; p_{34} = 0; \end{aligned}$$

$$p_{41} = 1; p_{42} = -1; p_{43} = l_{AV}/v; p_{44} = l_G/v.$$

Die Matrixelemente  $q_{ij}$  ( $i, j = 1-4$ ) der Matrix [Q] sind durch die folgenden Relationen gegeben:

$$\begin{aligned} q_{11} &= -C_A; q_{12} = C_v - C_H; q_{13} = -m_A \cdot v + C_A \cdot l_{AH}/v; \\ q_{14} &= -m_z \cdot v - C_v \cdot l_v/v + C_H \cdot l_H/v; \\ q_{21} &= C_A \cdot l_G; q_{22} = C_H \cdot l_H - C_v \cdot l_v; \\ q_{23} &= m_A \cdot v \cdot l_G - C_A \cdot l_G \cdot l_{AH}/v; q_{24} = -(l_z^2 \cdot C_v + l_H^2 \cdot C_H)/v; \\ q_{31} &= C_A \cdot l_{AV} + C_A \cdot l_{AH}; q_{32} = 0; \\ q_{33} &= m_A \cdot v \cdot l_{AV} - (C_A \cdot l_{AV} \cdot l_{AH} + C_A \cdot l_{AH}^2)/v; q_{34} = 0; \\ q_{41} &= q_{42} = 0; q_{43} = -1; q_{44} = 1. \end{aligned}$$

Die Komponenten  $c_1$  bis  $c_4$  des Spaltenvektors  $\vec{C}$  sind durch die folgenden Relationen gegeben:

$$c_1 = C_v; c_2 = C_v \cdot l_v; c_3 = c_4 = 0.$$

Die elektronische Steuereinheit 25 der Bremsanlage 20 des Sattelzuges 10 ist dahingehend ausgelegt, daß sie fortlaufend, jeweils nach einer Taktzeit T eine Lösung der Matrizengleichung 12 vermittelt, d. h. in der durch das Einspurmodell des Sattelzuges 10 bedingten Näherung Ausgaben für den Wert  $\beta_A$  des Schwimmwinkels des Aufliegers 12, den Schwimmwinkel  $\beta_Z$  des Zugfahrzeuges 11, die Giergeschwindigkeit  $\dot{\Psi}_A$  des Aufliegers 12 sowie für die Giergeschwindigkeit  $\dot{\Psi}_Z$  des Zugfahrzeuges 11 generiert. Für einen Vergleich mit meßbaren Größen interessant ist hierbei insbesondere die Giergeschwindigkeit  $\dot{\Psi}_Z$  des Zugfahrzeuges 11, das mit dem Giergeschwindigkeitssensor 31 ausgerüstet ist, gegebenenfalls auch die Giergeschwindigkeit  $\dot{\Psi}_A$  des Aufliegers 12, wenn dieser ebenfalls mit einem Giergeschwindigkeitssensor 66 ausgerüstet ist.

Wenn das Zugfahrzeug 11 des Sattelzuges 10 mit einem Giergeschwindigkeits-Sensor 31, wie vorausgesetzt, ausgerüstet ist, und auch die Giergeschwindigkeit  $\dot{\Psi}_A$  des Aufliegers 12 erfaßbar sein soll, kann es zu deren Erfassung – Messung – ausreichend sein, wenn ein vergleichsweise einfach realisierbarer Winkel-Stellungsgeber 67 vorgesehen ist, mittels dessen der Winkel  $\phi$  (Fig. 3d) erfaßbar ist, den die Längsmittellebene 68 des Zugfahrzeuges 11 mit der Längsmittellebene 69 des Aufliegers 12 momentan einschließt. Die zeitliche Konstanz des Ausgangssignals des Winkelstellungsgebers 67 zeigt an, daß die Giergeschwindigkeit des Aufliegers 12 dieselbe ist wie die des Zugfahrzeuges 11, während ein sich änderndes Ausgangssignal des Winkelstellungsgebers 67 im Sinne einer Vergrößerung oder Verkleinerung des Winkels  $\phi$  anzeigt, daß die Giergeschwindigkeit  $\dot{\Psi}_A$  des Aufliegers 12 größer oder kleiner ist als diejenige des Zugfahrzeuges 11. In Kombination mit einem Giergeschwindigkeitssensor 31 für das Zugfahrzeug 12 ist daher durch den Winkelstellungsgeber 67 auch die Giergeschwindigkeits-Information für den Auflieger 12 gewinnbar.

Die elektronische Steuereinheit 25 vermittelt die Funktion eines Simulationsrechners, der in einem Takt vorgegebener Dauer von z. B. 5 bis 10 ms fortlaufend eine Aktualisierung der Matrixelemente  $p_{ij}$  der Matrix P sowie der Matrixelemente  $q_{ij}$  der Matrix Q der gleichsam das Fahrzeugmodell repräsentierenden Matrizengleichung (12) ausführt, und mit der durch die Taktdauer T bestimmten Periodizität Lösungen dieser Matrizengleichungen ausgibt, mit denen direkt oder indirekt gemessene Istwert-Daten der Gierwinkelgeschwindigkeit  $\dot{\Psi}_Z$  und der Gierwinkelgeschwindigkeit  $\dot{\Psi}_A$  des Aufliegers zur Erkennung eines fahrdynamischen Regelungsbedarfes verglichen werden, der sich im übrigen nach gängigen, dem Fachmann vertrauten Kriterien der Fahrdynamik-Regelung vollzieht.

Die elektronische Steuereinheit 25 vermittelt durch Lösung der Matrizengleichung (12) sowohl die Funktion eines Sollwertgenerators als auch die Funktion eines Komparators, der aus einem Soll-Istwert-Vergleich die im Sinne der Fahrdynamik-Regelung erforderlichen Ansteuersignale für die jeweiligen Aktuatoren 22<sub>1</sub> bis 22<sub>6</sub> sowie die elektropneumatischen Druckmodulatoren 32<sub>1</sub>, 32<sub>2</sub> und 32<sub>3</sub> erzeugt.

Im Fahrbetrieb des Sattelzuges 10 bedürfen die Matrixelemente  $p_{11}$ ,  $p_{12}$ ,  $p_{21}$ ,  $p_{31}$ ,  $p_{43}$  und  $p_{44}$  der Matrix [P] sowie die Matrixelemente  $q_{13}$ ,  $q_{14}$ ,  $q_{23}$ ,  $q_{24}$  und  $q_{33}$  der Matrix [Q] der Matrizengleichung (12), die das Referenz-Modell des Sattelzuges 10 beschreibt, ständig einer Aktualisierung bezüglich der Fahrzeuggeschwindigkeit v. Die hierfür erforderlichen Geschwindigkeitsdaten ermittelt die elektronische Steuereinheit 25 aus einer Verarbeitung der Ausgangssignale der Radrehzahlsensoren 30<sub>1</sub> bis 30<sub>6</sub>, zweckmäßigerweise durch Mittelwertbildung nur eines Teils der Raddrehzahlsensor-Ausgangssignale, z. B. derjenigen der nicht angetriebenen Vorderräder des Zugfahrzeuges 11.

Die Beladung des Sattelzuges 10, die von Fahrt zu Fahrt sehr unterschiedlich sein kann, ist in der Matrix [P] der Matrizengleichung (12) durch deren zur Masse  $m_A$  des Aufliegers 12 proportionalen Elemente  $p_{11}$ ,  $p_{21}$  und  $p_{31}$ , das das Gierträgheitsmoment  $J_A$  des Aufliegers repräsentierende Matrixelement  $p_{33}$  und das die Schwerpunktslage des Auflieger-Schwerpunkts  $S_A$  zwischen dem Sattelgelenk 48 und der Auflieger-Achse 49 berücksichtigende Matrixelement  $p_{43} = l_{AV}/v$  und in der Matrix Q durch deren Matrixelemente  $q_{13}$ ,  $q_{23}$ ,  $q_{31}$  und  $q_{33}$  berücksichtigt, die die Schwerpunktslage berücksichtigende Glieder (Faktoren  $l_{AV}$  und  $l_{AH}$ ) und – mit Ausnahme des Matrixelements  $q_{31}$  – auch zur Aufliegermasse  $m_A$  direkt proportionale Glieder als Summanden enthalten.

Bei unterstellbarer Kenntnis der Masse  $m_z$  des Zugfahrzeuges, seines Radstandes  $l_z$ , seiner Schwerpunkts-Anordnung zwischen den Fahrzeugachsen 42 und 44, und seines Trägheitsmoments  $J_z$  sowie bei unterstellbarer Kenntnis des Abstandes  $l_A$  der Hinterachse 49 des Aufliegers 12 vom Sattelgelenk 48 und auch des Abstandes  $l_G$  des Sattelgelenks von der Gier-Trägheitsachse 51 des Zugfahrzeuges 11 ist eine Erfassung der Aufliegermasse  $m_A$  und deren Berücksichtigung in dem durch die Matrizengleichung (12) repräsentierten Fahrzeugmodell, z. B. dadurch möglich, daß der Auflieger 12 und das Zugfahrzeug 11 mit je einem nicht dargestellten Achslastsensor ausgerüstet sind, deren last-proportionale Ausgangssignale unter Berücksichtigung der Fahrzeuggeometrie sowohl die Berechnung der Aufliegermasse  $m_A$  als auch der Anordnung des Massenschwerpunktes  $S_A$  des Aufliegers 12 zwischen dessen Hinterachse 49 und dem Sattelgelenk 48 erlauben.

Die Aufliegermasse  $m_A$  ist, alternativ zu der geschilderten Bestimmung anhand der Ausgangssignale zweier Achslast-

sensoren auch anhand des Ausgangssignals eines einzigen Achslastsensors des Zugfahrzeuges 11 durch einen Beschleunigungsbetrieb ermittelbar, in dem bei bekanntem Betrag des an den angetriebenen Fahrzeugrädern wirksamen Drehmoments, das aus den Betriebsdaten des Motors und bekanntem Betrag der wirksamen Getriebe-Übersetzungen ermittelbar ist, die Fahrzeuggeschwindigkeit ermittelt und hieraus auf die Gesamtmasse ( $m_z + m_A$ ) geschlossen wird und die Anhängermasse  $m_A$  als Differenz zwischen Gesamtmasse und Zugfahrzeugmasse ermittelt wird. Die elektronische Steuereinheit 25 ist zweckmäßigerweise auf die Implementierung beider geschilderter Arten der Bestimmung der Aufliegermasse  $m_A$  ausgelegt.

Das das Gier-Trägheitsmoment  $J_A$  des Aufliegers 12 berücksichtigende Matrixelement  $p_{33}$  der Matrix [P] wird durch die Beziehung

$$p_{33} = (A_V \cdot I_{AV}^2 + A_H \cdot I_{AH}^2) \cdot 1,1$$

angenähert, in der mit  $A_V$  die Auflieger-Last im Sattelgelenk 48 und mit  $A_H$  die Achslast an der Aufliegerachse 49 bezeichnet sind. Diese Beziehung ergibt für die statistisch überwiegende Anzahl möglicher Ladungsanordnungen im Auflieger 12 eine gute Näherung seines Trägheitsmoments in Abhängigkeit von der Schwerpunksanordnung und den Auflieger-Lasten.

Die Schräglauftiefigkeiten  $C_V$ ,  $C_H$  und  $C_A$  der Räder des Zugfahrzeuges 11 und des Aufliegers 12 als Konstante unterstellt, sind anhand einer durch die elektronische Steuereinheit 25 vermittelten Verarbeitung der jeweiligen Sensor-Ausgangssignale die Matrixelemente der Matrizen P und Q des Referenzmodell-Gleichungssystems (12) durch einfache Operationen bestimmbar, deren Durchführung in kurzen Taktzeiten ohne weiteres möglich ist, so daß auch die Aktualisierung der Matrixelemente situationsgerecht rasch erfolgen kann.

Um das durch die Matrizengleichung (12) repräsentierte Fahrzeugmodell für eine zeitnahe Simulation des realen Fahrzeugverhaltens nutzen zu können, vermittelt die elektronische Steuereinheit 21 eine Behandlung dieses Gleichungssystems (12) mit dem folgenden Lösungsansatz:

$$\dot{\bar{X}}(k) = \frac{\bar{X}(k) - \bar{X}(k-1)}{T}$$

in dem mit  $\bar{X}(k)$  der Lösungsvektor des Gleichungssystems (12) bezeichnet ist, der auf der Basis der für die mit "k" nummerierte Taktzeitspanne zu ermittelnde Lösungsvektor der Matrizengleichung (12), mit  $\bar{X}(k-1)$  der für die unmittelbar vorausgehende Taktzeitspanne ermittelte Lösungsvektor dieses Gleichungssystems (12) und mit  $\bar{X}(k)$  die zeitliche Ableitung des zu ermittelnden Lösungsvektors  $\bar{X}(k)$  bezeichnet sind.

Dieser Ansatz (13) als Matrizenoperation auf die Matrizengleichung (12) angewandt führt auf die Matrizengleichung

$$\frac{[P]}{T} \cdot \bar{X}(k) - \frac{[P]}{T} \cdot \bar{X}(k-1) = [Q] \cdot \bar{X}(k) + \bar{C} \cdot \delta(k) \quad (14)$$

in der mit  $\delta(k)$  der aktuell eingesteuerte, mittels des Lenkwinkelgebers 29 erfaßte Lenkeinschlag bezeichnet ist.

Die Zusammenfassung der den "unbekannten" Zustandsvektor  $\bar{X}(k)$  enthaltenden Terme und die Zusammenfassung der bekannten, den Zustandsvektor  $\bar{X}(k-1)$  und den aktuellen Lenkwinkel  $\delta(k)$  beinhaltenden Terme ergibt unmittelbar die Beziehung

$$\frac{[P]}{T} \cdot \bar{X}(k) - [Q] \cdot \bar{X}(k) = \frac{[P]}{T} \cdot \bar{X}(k-1) + \bar{C} \cdot \delta(k) \quad (15)$$

bzw.

$$\left( \frac{[P]}{T} - [Q] \right) \cdot \bar{X}(k) = \frac{[P]}{T} \cdot \bar{X}(k-1) + \bar{C} \cdot \delta(k) \quad (15')$$

als Matrizengleichung für den Lösungsvektor  $\bar{X}(k)$ , für den aus der Beziehung (15') unmittelbar folgt:

$$\bar{X}(k) = \left( \frac{[P]}{T} - [Q] \right)^{-1} \cdot \left( \frac{[P]}{T} \cdot \bar{X}(k-1) + \bar{C} \cdot \delta(k) \right)$$

Zur Bestimmung des Schwimmwinkels  $\beta$  eignet sich auch ein sog. Luenberger Beobachter (vgl. Otto Füllinger, Regelungstechnik, Einführung in die Methoden und ihre Anwendung, Dr. Alfred Lüthig Verlag Heidelberg, 1985, fünfte Auflage, S. 340 ff.), der durch die elektronische Steuereinheit 25 implementierbar ist und nachfolgend mit Bezug auf die Fig. 4 hinsichtlich seiner prinzipiellen Funktionen kurz erläutert wird, wobei durch die Erläuterung dieser Funktionen auch die elektronisch-schaltungstechnische Realisierung dieses Beobachters wiederum als hinreichend offenbart angesehen wird, da ein Fachmann der Regelungstechnik den Beobachter bei Kenntnis seiner Funktionen aufgrund seines Fachwissens realisieren kann.

In der Fig. 4 ist wiederum mit 10 das lediglich schematisch dargestellte Fahrzeug, das als Sattelzug vorausgesetzt ist,

bezeichnet, das durch Vorgabe des Lenkwinkels  $\delta$ , des Fahrerwunsches nach einer bestimmten Fahrzeuggeschwindigkeit  $v$  und/oder einer bestimmten Fahrzeugverzögerung  $z$  vom Fahrer gesteuert wird. Mit 10' ist ein "elektronisches" Modell des Fahrzeuges innerhalb des insgesamt mit 75 bezeichneten Beobachters bezeichnet. Diesem Fahrzeugmodell 10' sind Steuer-Eingangssignale zugeleitet, durch die die Vorgaben  $\delta$ ,  $v$  und  $z$  repräsentiert sind, mit denen das reale Fahrzeug 10 momentan betrieben wird. Aus diesen Eingaben erzeugt das Fahrzeugmodell einen Zustandsvektor  $\vec{X}$ , der als Komponenten diejenigen Zustandsgrößen ( $\dot{\Psi}_Z$ ,  $\dot{\Psi}_A$ ,  $\beta$  und  $\dot{\beta}_Z$ ) enthält, die mit den realen Zustandsgrößen, repräsentiert durch den Zustandsvektor  $\vec{X} = (\dot{\Psi}_Z, \dot{\Psi}_A, \beta, \dot{\beta}_Z)$ , der durch das Verhalten des realen Fahrzeuges 10 zustande kommt, zu vergleichen sind.

Durch den Block 71 ist die gesamte Sensorik des realen Fahrzeuges repräsentiert, die aus dem Zustandsvektor  $\vec{X}$  Meßwerte für mit diesem Zustandsvektor korrelierte Größen liefert, insbesondere Werte für die Giergeschwindigkeit  $\dot{\Psi}_Z$  des Zugfahrzeuges 11 und/oder einen Meßwert für die bei Kurvenfahrt auftretende Querschleunigung  $a_{qz}$ . Wesentlich ist, daß die Sensorik 71 mindestens einen in eindeutiger Weise mit dem Zustandsvektor  $\vec{X}$  verknüpften Meßwert erzeugt, bzw. einen hiermit verknüpften Satz  $\vec{Y} = (\dot{\Psi}_Z, a_{qz})$  von Meßwerten.

Der Beobachter 75 ist seinerseits mit einer Simulations-Stufe 72 ausgestattet, die ihrerseits eine "Sensorik" simuliert, die aus den Zustandsvektor-Ausgaben ( $\dot{\Psi}_Z$ ,  $\dot{\Psi}_A$ ,  $\beta$ ,  $\dot{\beta}_Z$ ) des Fahrzeugmodells 10' mit den Meßwert-Ausgaben der Sensorik 71 des realen Fahrzeuges 10 vergleichbare Ausgaben, bei dem zur Erläuterung gewählten Beispiel den "Meßsignalvektor"  $\vec{Y}$  mit den Werten  $\dot{\Psi}$  und  $a_{qz}$  in den Meßwert-Ausgaben der Sensorik 71 direkt vergleichbarem Format erzeugt.

Aus den solchermaßen erzeugten Meßsignalvektoren  $\vec{Y}$  und bildet  $\vec{Y}$  eine Vergleichsstufe 74 des Beobachters 75 den Differenzvektor  $\Delta\vec{Y} = \vec{Y} - \vec{Y}$ , der als Eingabe einer Rückführung 76 des Beobachters 75 zugeleitet wird, die hieraus durch Multiplikation der Eingabe  $\Delta\vec{Y}$  mit einer Rückführmatrix [L] als Ausgaben Ansteuersignale für das Fahrzeugmodell 10' erzeugt, die dessen "Simulations"-Verhalten dahingehend beeinflussen, daß sein Zustands-Ausgangsvektor  $\vec{X}$  an den realen Zustandsvektor  $\vec{X}$  angeglichen wird, derart, daß diese Angleichung möglichst rasch erfolgt, jedoch auch mit hinreichender Dämpfung, daß das Fahrzeugmodell 10' nicht "überschwingt".

Bei dieser Art der Regelung des Fahrzeugmodells 10', für das die Meßwert-Ausgaben des realen Fahrzeuges 10 gleichsam Sollwert-Vorgaben sind, kann davon ausgegangen werden, daß Größen, die am realen Fahrzeug 10 nicht meßbar sind, mittels des Fahrzeugmodells 10' jedoch "rechnerisch" ohne weiteres darstellbar sind, auch den hiermit korrespondierenden Größen des realen Fahrzeuges, im gegebenen Anwendungsfall den Schwimmwinkeln  $\beta_A$  und  $\beta_Z$  entsprechen.

Damit das im wesentlichen durch die Gleichungen (8"), (9"), (11") und (4') repräsentierte Fahrzeugmodell, anhand dessen die elektronische Steuereinheit die fahrdynamischen Zustands-Größen  $\dot{\Psi}_Z$  und  $\dot{\beta}_Z$  sowie  $\dot{\Psi}_A$  und  $\beta_A$  ermittelt, gleichsam selbsttätig an die Realität angepaßt wird, insbesondere den Beladungszustand des Fahrzeuges 10 adäquat berücksichtigt, ist durch die Sensorik des Fahrzeuges und die elektronische Steuereinheit 25 auch die Fähigkeit einer adaptiven Bestimmung solcher Größen ( $m_Z$ ,  $m_A$ ,  $l_V$ ,  $l_H$ ,  $l_{AV}$ ,  $l_{AH}$  und  $l_G$ ) implementiert, anhand derer die Matrixelemente  $p_{ij}$  der Matrix [P] sowie die Matrixelemente  $q_{ij}$  der Matrix [Q] sowie die Komponente  $c_2$  des Spaltenvektors  $\vec{C}$  der Beziehung (12) bestimmbar sind, deren Kenntnis auch Voraussetzung für die Bestimmbarkeit der Schräglauftiefigkeiten  $C_V$ ,  $C_H$  und  $C_A$  ist. Zweckmäßigerweise umfaßt die elektronische Steuereinheit 25 auch eine Eingabe-Einheit 77, mittels derer berechnete und gemessene, ggf. auch realistisch geschätzte Werte der vorgenannten, für die Bestimmung der Matrix-Elemente  $q_{ij}$  und  $q_{ij}$  erforderlichen Größen der elektronischen Steuereinheit eingegeben werden können, die zumindest als realistische "Anfangs"-Werte genutzt werden können, so daß von vornherein ein realitätsnahes Fahrzeugmodell vorliegt.

Für die nachfolgende Erläuterung einer adaptiven Aktualisierung des Fahrzeugmodells sei zunächst eine Ausbildung des Fahrzeuges 10 als Sattelzug vorausgesetzt.

Bei einem solchen sind die Masse  $m_Z$  des Zugfahrzeuges, die Abstände  $l_V$  und  $l_H$  des Schwerpunktes des Zugfahrzeuges von der Vorderachse und der Hinterachse, der Abstand  $l_G$  des Sattelpunktes vom Schwerpunkt des Zugfahrzeuges und dessen Trägheitsmoment  $J_Z$  um die durch den Schwerpunkt gehende Hochachse des Zugfahrzeuges konstruktiv bedingte Größen, die von vornherein in einem Festwert-Speicher einer elektronischen Steuereinheit abrufbar abgelegt sein können, wobei eine durch den Fahrer bedingte Zusatzmasse als kleine Korrektur berücksichtigt sein kann.

Des weiteren ist vorausgesetzt, daß der Sattelzug mit dem Winkelstellungsgeber 67 ausgerüstet ist und am Zugfahrzeug 11 ein Achslastsensor 78 vorgesehen ist, der ein von der elektronischen Steuereinheit 25 verarbeitbares elektrisches Ausgangssignal erzeugt, das ein Maß für den über der Hinterachse abgestützten Anteil  $m_{ZHA}$  der Gesamtmasse  $m_{ges}$  des Sattelzuges 10 ist, oder, wenn der Auflieger nicht angehängt ist, ein Maß für den über die Hinterachse abgestützten Massenanteil des Zugfahrzeuges allein. Mit dieser Sensorik (Raddrehzahlfühler 30<sub>1</sub> bis 30<sub>6</sub> an sämtlichen Fahrzeugrädern, Achslastsensor 78 für die Hinterachse des Zugfahrzeuges und Winkelstellungsgeber 67) sind die zur Bestimmung der Matrixelemente  $p_{ij}$  und  $q_{ij}$  des Fahrzeugmodells noch benötigten Größen  $l_V$ ,  $l_H$ ,  $l_{AV}$ ,  $l_{AH}$  und  $m_A$  wie folgt bestimmbar: Es folgt zunächst eine Ermittlung der Gesamtmasse  $m_{ges}$  des Sattelzuges 10 durch Auswertung der Beziehung

$$m_{ges} = \frac{M_{mot} \cdot \frac{n_{mot}}{v} \cdot \eta}{Z_{HSP} - Z_{ist}} \quad (17)$$

in der mit  $M_{mot}$  das in [Nm] gemessene Motor-Ausgangsdrehmoment bezeichnet ist, mit  $n_{mot}$  die in [s<sup>-1</sup>] gemessene Motordrehzahl, mit  $v$  die in [ms<sup>-1</sup>] gemessene Fahrzeuggeschwindigkeit, mit  $\eta$ , der durch eine dimensionslose Zahl  $\leq 1$  bezeichnete Gesamtwirkungsgrad des Vortriebs-Übertragungsstranges, mit  $Z_{HSP}$  die Verzögerung des Fahrzeuges in einer antriebslosen - Hoch-Schalt-Pause, in der der Fahrer von einer Schaltstufe in die nächsthöhere schaltet und mit  $Z_{ist}$  die - negative Verzögerung - Beschleunigung des Fahrzeuges bezeichnet sind, die sich nach dem "Gang"-Wechsel einstellt, nachdem das Fahrzeug in der nächsten Getriebe-Schaltstufe beschleunigt wird.

Hierbei ist vorausgesetzt, daß aus der elektronischen Motorsteuerung ein von der elektronischen Steuereinheit 25 verarbeitbares Signal vorliegt, das ein Maß für das Motor-Moment  $M_{mot}$  ist, desgleichen ein Signal, das ein Maß für die Motordrehzahl  $n_{mot}$  ist, das ebenfalls aus der sogenannten elektronischen Motorsteuerung vorliegt, und daß anhand der Aus-

gangssignale der Raddrehzahl-Sensoren, die zur Realisierung einer Antiblockier-Regelung vorgesehen sind, die Fahrzeuggeschwindigkeit  $v$  und die Verzögerungs- bzw. Beschleunigungswerte  $Z_{HSP}$  und  $Z_{ist}$  mit hinreichender Genauigkeit bestimmbar sind.

Der anhand der Beziehung (17), die auch für einen Gliederzug gilt, ermittelte Wert  $m_{ges}$  für die Gesamtmasse des Zuges 10 wird in einem Speicher der elektronischen Steuereinheit abgelegt und wird, so oft die Meßvoraussetzungen gegeben sind, selbsttätig überprüft, so daß jede Massenänderung, z. B. durch Teilentladung des Aufhängers 12 erfaßt und im Fahrzeugmodell berücksichtigt werden kann.

Die Teilmasse  $m_A$  des Aufhängers 12 des Sattelzuges 10 oder eines Anhängers eines Gliederzuges, dessen Zugfahrzeug seinerseits ein Lastkraftwagen ist, ergibt sich bei bekannter Teilmasse  $m_Z$  des Zugfahrzeuges aus der Beziehung

$$m_A = m_{ges} - m_Z \quad (18),$$

wobei im Falle eines Gliederzuges, bei dem als Zugfahrzeug ein Lastkraftwagen dient, der seinerseits eine im allgemeinen unbekannte Nutzlast trägt, die Teilmasse  $m_Z$  ihrerseits gemäß der Beziehung (17) in einem Solo-Betrieb des Lastkraftwagens durch Auswertung der Beziehung (17) bestimmt werden muß, falls der Lastkraftwagen nicht mit einer eigenen Last-Sensorik, z. B. Achslast-Sensoren ausgerüstet ist, deren von der elektronischen Steuereinheit 25 verarbeitbare Ausgangssignale die Information über die Masse des Zugfahrzeuges enthalten.

Auch bei einem Sattelzug kann es zweckmäßig sein, die Masse  $m_Z$  des Zugfahrzeuges durch eine Auswertung der Beziehung (17) für den Solobetrieb desselben zu bestimmen, zumindest um die diesbezügliche Eingabe der elektronischen Steuereinheit 25 zu überprüfen.

Mit Bezug auf das Zugfahrzeug 11 des Sattelzuges 10 zunächst davon ausgehend, daß für dieses aufgrund seiner konstruktiven Daten die Größen  $l_V$  (Abstand des Fahrzeugschwerpunktes von der Vorderachse),  $l_H$  (Abstand des Fahrzeugschwerpunktes von der Hinterachse) und  $l_G$  (Abstand des Sattelpunktes 47 vom Schwerpunkt 51 des Zugfahrzeuges 11) und auch dessen Masse  $m_Z$  sowie das Trägheitsmoment  $J_Z$  um die vertikale Trägheitsachse 51 des Zugfahrzeuges 11 bekannt sind, und daß auch die Masse  $m_A$  des Aufhängers 12 und auch dessen zwischen dem Sattelpunkt 47 und der Aufhängerachse 49 gemessene Länge  $l_A$  bekannt sind, ist es, um die Matrixelemente  $p_{ij}$  der Matrix  $[P]$  und die Matrixelemente  $q_{ij}$  der Matrix  $[Q]$  der Matrixengleichung (12) bestimmen zu können, lediglich noch erforderlich, für den Aufhänger 12 die Größen  $l_{AV}$  (Abstand seines Schwerpunktes 52 vom Sattelpunkt 47 des Sattelzuges 10) und den Abstand  $l_{AH}$  des Aufhängerschwerpunktes 52 von seiner Hinterachse zu bestimmen, woraus sich in guter Näherung auch der Wert  $J_A$  des Trägheitsmomentes gemäß der als Schätzung anzusehenden Beziehung

$$J_A = (m_{AV} \cdot l_{AV}^2 + m_{AH} \cdot l_{AH}^2) \cdot 1,1 \quad (19)$$

ergibt, in der mit  $l_{AV}$  der Abstand des Sattelpunktes 47 vom Schwerpunkt 52 des Aufhängers 12 und mit  $l_{AH}$  der Abstand des Aufhängerschwerpunktes 52 von der Hinterachse 49 des Aufhängers 12, mit  $m_{AV}$  die im Sattelpunkt 47 abgestützte Teilmasse des Aufhängers 12 und mit  $m_{AH}$  die über die Hinterachse 49 des Aufhängers 12 abgestützte Teilmasse desselben bezeichnet sind.

Die beiden Größen  $l_{AV}$  und  $l_{AH}$  sind durch die Beziehung

$$l_{AH} = l_A - l_{AV} \quad (20)$$

miteinander verknüpft, in der  $l_{AV}$  der Beziehung

$$l_{AV} = l_A \cdot \left( 1 - \frac{m_{ZHA} - m_{ZHA_{leer}}}{m_A} \cdot \frac{l_Z}{l_{SV}} \right) \quad (21)$$

genügt, in der mit  $m_{ZHA}$  die Hinterachslast am Zugfahrzeug 11 bei angehängtem Aufhänger, mit  $m_{ZHA_{leer}}$  die Hinterachslast am Zugfahrzeug ohne Aufhänger, mit  $m_A$  die Gesamtmasse des Aufhängers 12, mit  $l_Z$  der Radstand des Zugfahrzeuges und mit  $l_{SV}$  der Abstand des Sattelpunktes 47 von der Vorderachse 43 des Zugfahrzeuges 11 bezeichnet sind.

Ist, wie zum Zweck der Erläuterung vorausgesetzt, die Hinterachslast  $m_{ZHA}$  des Zugfahrzeuges 11 bei angehängtem Aufhänger 12 durch das Ausgangssignal des Achslastsensors 78 bekannt, sind die Matrixelemente  $p_{ij}$  und  $q_{ij}$  der Matrizen  $[P]$  und  $[Q]$  der Matrixengleichung (12) bestimmbar und das Fahrzeugmodell, das durch diese Matrixengleichung (12) repräsentiert ist, komplett.

Dasselbe gilt sinngemäß, wenn das Zugfahrzeug 11 oder der Aufhänger 12 mit einem Sattelpunkt-Lastsensor 79 versehen ist, der ein von der elektronischen Steuereinheit 25 verarbeitbares elektrisches Ausgangssignal erzeugt, das ein Maß für die Aufhänger-Last im Sattelpunkt 47 des Sattelzuges 10 ist.

In diesem Falle ist die Größe  $l_{AV}$  durch die Beziehung

$$l_{AV} = l_A - \frac{m_{AS} \cdot l_A}{m_A} = l_A \left( 1 - \frac{m_{AS}}{m_A} \right) \quad (22)$$

gegeben, in der mit  $m_{AS}$  die Aufhängerlast des Aufhängers 12 im Sattelpunkt 47 bezeichnet ist.

Auch in diesem Falle ist die Größe  $l_{AH}$  durch die Beziehung (20) gegeben.

Die Größe  $l_{AV}$  ist auch dann – adaptiv – bestimmbar, wenn der Aufhänger 12 mit einem Aufhänger-Achslast-Sensor 81 versehen ist, der ein von der elektronischen Steuereinheit verarbeitbares elektrisches Ausgangssignal abgibt, das ein Maß für die Aufhängerlast an dessen Hinterachse(n) 49 abgestützte Aufhängerlast  $m_{AHA}$  ist.



In diesem Falle ist die Größe  $l_{AV}$  durch die Beziehung

$$l_{AV} = l_A \cdot \frac{m_{AHA}}{m_A} \quad (23)$$

gegeben und die Größe  $l_{AH}$  wieder durch die Beziehung (20).

Wenn, wie für das zur Erläuterung gewählte Ausführungsbeispiel vorausgesetzt, ein "Knick"-Winkel ( $\varphi$ )-Sensor 67 vorhanden ist, kann die zwischen dem Sattelpunkt 47 und der Aufliegerachse 49 gemessene Länge  $l_A$  des Aufliegers 12 gemäß der Beziehung

$$l_A = \frac{R_H - R_A \sqrt{1 + \tan^2 \varphi}}{\sin \varphi} + R_A \tan \varphi \quad (24)$$

adaptiv bestimmt werden, in der mit  $\varphi$  der Knickwinkel bezeichnet ist, den bei Kurvenfahrt die Längsmittlebenen 68 und 69 des Zugfahrzeuges 11 und des Aufliegers 12 miteinander einschließen, mit  $R_H$  der mittlere Bahnradius der Hinterräder des Zugfahrzeuges und mit  $R_A$  der mittlere Bahnradius der Räder der Aufliegerachse 49 bezeichnet sind, die sich bei stationärer Kurvenfahrt mit geringer Geschwindigkeit und Querschleunigung aus der folgenden Beziehung ergeben:

$$R_{H,A} = \frac{b_{H,A}}{v_{H,Alinks} - v_{H,Arechts}} \cdot \frac{(v_{H,Alinks} + v_{H,Arechts})}{2} \quad (25)$$

in der mit  $b_H$  die Spurweite der Hinterachse des Zugfahrzeuges 11 und mit  $b_A$  die Spurweite der Aufliegerachse 49 bezeichnet sind und mit  $v_{H,Alinks}$  und  $v_{H,Arechts}$  die Radgeschwindigkeiten an der jeweiligen Achse bezeichnet sind.

Hierbei ist vorausgesetzt, daß die Spurweiten  $b_{H,A}$  bekannt und als Hilfswerte in einem Speicher der elektronischen Steuereinheit abrufbar abgelegt sind.

Die Beziehung (25) gilt in der Näherung, daß sämtliche Fahrzeugräder auf konzentrischen Kreisen abrollen.

Des weiteren gilt für den Abstand  $l_{SH}$  des Sattelpunktes 47 von der Hinterachse 44 des Zugfahrzeuges die Beziehung

$$l_{SH} = \frac{R_H - R_A \sqrt{\tan^2 \varphi + 1}}{\tan \varphi} \quad (26)$$

Dadurch ist bei bekannter Schwerpunktslage ( $l_v, l_H$ ) die Größe  $l_G$  gemäß der Beziehung

$$l_G = l_H - l_{SH} \quad (27)$$

bestimmbar, die, je nach der Auslegung des Sattelgelenks, mit dem das Zugfahrzeug ausgerüstet ist, variieren kann.

Zweckmäßigerweise ist die elektronische Steuereinheit so ausgelegt, daß sie eine Auswertung der Beziehung (25) auch für die Vorderräder des Zugfahrzeuges vermittelt, so daß zusätzlich zum mittleren Kurvenradius  $R_H$  der Hinterräder auch der mittlere Bahnradius bestimmt wird und hiernach gemäß der Beziehung

$$l_Z = \sqrt{R_v^2 - R_H^2} \quad (28)$$

der Radstand  $l_Z$  des Zugfahrzeuges 11 ermittelbar ist. Dieser kann bei Kurvenfahrt mit geringer Beschleunigung auch gemäß der Beziehung

$$l_Z = \frac{\delta}{\dot{\Psi}_Z} \cdot v \quad (29)$$

ermittelt werden, in der mit  $\delta$  der Lenkwinkel, mit  $\dot{\Psi}_Z$  die Giergeschwindigkeit des Zugfahrzeuges 11 und mit  $v$  die Fahrgeschwindigkeit bezeichnet sind, die jeweils mittels der diesbezüglichen Sensoren ermittelt werden.

Die elektronische Steuereinheit 25 ist auch für einen Betriebsmodus ausgelegt, in dem das Zugfahrzeug 11 des Sattelzuges 10 gleichsam als sein "eigener" Achslastsensor benutzt wird.

Voraussetzung dafür ist, daß für das Zugfahrzeug allein seine Masse  $m_Z$ , das Verhältnis  $f_{MZ}$  der Auslegung der Vorderradbremmen in Relation zu derjenigen der Hinterradbremmen, das gleiche Bremsenkennwerte  $C_{VA}$  und  $C_{HA}$  an den Vorderradbremmen und an den Hinterradbremmen vorausgesetzt, angibt, um welchen Faktor ( $f_{MZ}$ ) die Vorderachs-Bremskraft  $B_{VA}$  größer ist als die Hinterachs-Bremskraft  $B_{HA}$ , sowie Reifenkonstanten  $k_{HA}$  und  $k_{VA}$  bekannt sind, über die der Bremsschlupf  $\lambda_{HA}$  und  $\lambda_{VA}$  mit dem über die Radbremsen ausübenden Bremskräften  $B_{HA}$  und  $B_{VA}$  durch die Beziehung

$$\lambda_{HA,VA} = k_{HA,VA} \cdot B_{HA,VA} / P_{HA,VA} = k_{HA,VA} \cdot \mu_{HA,VA} \quad (30)$$

verknüpft ist, in der mit  $P_{HA}$  die Hinterachslast und mit  $P_{VA}$  die Vorderachslast des Zugfahrzeuges 11 bezeichnet sind, die sich ergeben, wenn der Auflieger 12 an das Zugfahrzeug 11 angekoppelt ist.

Desweiteren wird vorausgesetzt, daß die Gesamtmasse  $m_{ges}$  bekannt, z. B. gemäß der Beziehung (17) ermittelt worden ist.

Eine Erfassung – "Messung" – der Hinterachs-Last  $P_{HA}$  ist dann in der Weise möglich, daß die elektronische Steuereinheit bei einer Bremsung, bei der nur eine mäßige Fahrzeugverzögerung  $Z$  erzielt werden soll, in der Weise steuert, daß nur die Hinterradbremmen aktiviert werden, so daß die Beziehung gilt:

$$m_{ges} \cdot Z = \mu_{HA} \cdot P_{HA} \quad (31)$$

in der mit  $\mu_{HA}$  der an der Hinterachse des Zugfahrzeuges maßgebliche Kraftschlußbeiwert zwischen der Fahrbahn und den gebremsten Fahrzeugrädern bezeichnet ist, der gemäß der Beziehung

$$\lambda_{HA} = k_{HA} \cdot \mu_{HA} \quad (32)$$

mit dem hierbei an der Hinterachse auftretenden Bremsschlupf  $\mu_{HA}$  verknüpft ist, der seinerseits durch die Beziehung

$$\lambda_{HA} = \frac{n_0 - n_{HA}}{n_0} [\%] \quad (33)$$

definiert ist, in der mit  $n_0$  die mittels der Radrehzahlfühler erfaßten Raddrehzahlen nicht gebremster Fahrzeugräder, z. B. der Vorderräder des Zugfahrzeuges, und mit  $n_{HA}$  die mittlere Raddrehzahl der gebremsten Hinterräder des Fahrzeuges bezeichnet ist.

Die Fahrzeugverzögerung  $Z$  ist durch eine differenzierende Verarbeitung der Raddrehzahlen der nicht gebremsten Fahrzeugräder erfaßbar gemäß der Beziehung

$$Z = \left( \frac{dn_0}{dt} \right) \quad (34)$$

deren Auswertung ebenfalls durch die elektronische Steuereinheit erfolgt.

Durch Auswertung der Beziehung

$$P_{HA} = \frac{m_{ges} \cdot Z \cdot k_{HA}}{\lambda_{HA}} \quad (35)$$

die unmittelbar aus den Beziehungen (31) und (32) folgt, wird in diesem Betriebsmodus der Bremsanlage aus den gemessenen Größen  $z$  und  $\lambda_{HA}$  die Hinterachslast  $P_{HA}$  ermittelt, die sich beim angekoppeltem Auflieger 12 an der Hinterachse des Zugfahrzeuges 11 ergibt.

Im Verlauf von Bremsungen, bei denen ebenfalls nur mäßige Fahrzeugverzögerungen eingesteuert werden und auf im wesentlichen gleiche Momentanwerte der Raddrehzahlen geregelt wird, was auch im wesentlichen gleichen Momentanwerten des Bremsschlupfes  $\lambda_{VA}$  und  $\lambda_{HA}$  an der Vorderachse und der Hinterachse des Zugfahrzeuges entspricht, so daß die folgende Relation gilt:

$$\frac{\lambda_{HA}}{\lambda_{VA}} = \frac{k_{HA} \cdot \mu_{HA}}{k_{VA} \cdot \mu_{VA}} = \frac{k_{HA} \cdot \frac{B_{HA}}{P_{HA}}}{k_{VA} \cdot \frac{B_{VA}}{P_{VA}}} = \frac{k_{HA} \cdot \frac{P_{HA} \cdot C_{HA}}{P_{HA}}}{k_{VA} \cdot \frac{P_{VA} \cdot f_{MZ} \cdot C_{VA}}{P_{VA}}} \quad (36)$$

bzw., wenn  $C_{HA} = C_{VA}$  angenommen werden kann,

$$\frac{\lambda_{HA}}{\lambda_{VA}} = \frac{k_{HA} \cdot P_{HA} \cdot P_{VA}}{k_{VA} \cdot P_{VA} \cdot f_{MZ} \cdot P_{HA}} = 1 \quad (36')$$

wird durch Messung der Drücke  $p_{VA}$  und  $p_{HA}$ , mit denen die Aktuatoren der Vorderachs-Bremsen und die Aktuatoren der Hinterachs-Bremsen angesteuert werden, das entsprechende Druckverhältnis

$$p_{VA}/p_{HA} = a \quad (37)$$

und hieraus durch Auswertung der Beziehung (36') das Verhältnis der Vorderachslast  $P_{VA}$  zur Hinterachslast  $P_{HA}$  des Zugfahrzeuges gemäß der Beziehung

$$\frac{P_{VA}}{P_{HA}} = \frac{k_{VA} \cdot f_{MZ} \cdot a}{k_{HA}} \quad (38)$$

ermittelt, aus der unmittelbar die Beziehung

$$P_{VA} = \frac{k_{VA} \cdot f_{MZ} \cdot a}{k_{HA}} \cdot P_{HA} \quad (39)$$

folgt, und in Verbindung mit der Beziehung (35) die Beziehung

$$P_{VA} = k_{VA} \cdot f_{MZ} \cdot a \cdot m_{ges} \cdot \frac{Z}{\lambda_{HA}}$$

Bei Kenntnis der Achslasten  $P_{VA}$  und  $P_{HA}$  ergibt sich für die Achslast  $P_{AL}$  des Auflegers die Beziehung

$$P_{AL} = m_{ges} \cdot g - (P_{VA} + P_{HA}) \quad (40).$$

Zur Erläuterung einer adaptiven Bestimmung der Reifenkonstanten  $k_{VA}$  und  $k_{AH}$ , über die im Sinne der Proportionalitätsbeziehung (30) der Bremsschlupf  $\lambda$  mit der Bremskraft und daher mit dem bei einer Bremsung an dem gebremsten Fahrzeugrad genutzten Kraftschlußbeiwert  $\mu$  verknüpft ist, sei nunmehr auf das Diagramm der Fig. 5 Bezug genommen, die qualitativ den Verlauf einer insgesamt mit 85 bezeichneten Reifenkennlinie ( $\mu/\lambda$ -Kurve) zeigt, bei der in Abhängigkeit vom Bremsschlupf  $\lambda$ , der als Abszisse aufgetragen ist, der Verlauf des jeweils genutzten Kraftschlußbeiwerts  $\mu$  dargestellt ist, der als Ordinate aufgetragen ist.

Diesem Diagramm ist qualitativ entnehmbar, daß bei einer Steigerung der Bremsen-Betätigungskraft mit der eine Vergrößerung des Schlupfes  $\lambda$  einhergeht, bis zu einem optimalen Wert  $\lambda_{OM}$  der für die Fahrzeugverzögerung nutzbare Anteil der am Rad wirksamen Normalkraft, der durch den Kraftschlußbeiwert  $\mu$  angegeben ist, bis zu einem Maximalwert  $\mu_{max}$  ansteigt und sodann, d. h. bei weiterer Vergrößerung des Bremsschlupfes  $\lambda$  wieder abfällt, um schließlich bei dem Wert  $\lambda = 1$  einen Grenzwert  $\mu_G$  zu erreichen, der dem Reibbeiwert der Gleitreibung bei blockiertem Fahrzeugrad entspricht.

Im Bereich kleiner Werte des Bremsschlupfes  $\lambda$  ist der nutzbare Kraftschlußbeiwert  $\mu$  zum Bremsschlupf in der Beziehung  $\mu \cdot k = \lambda$ , wie durch den in dem Diagramm geradlinig verlaufenden Anfangsabschnitt 86 der  $\mu/\lambda$ -Kurve 85 wiedergegeben, durch dessen Steigung  $k = \Delta\lambda/\Delta\mu$  somit die Reifenkonstante repräsentiert ist, die in der Beziehung (30) achsbezogen mit  $k_{HA}$  und  $k_{VA}$  bezeichnet ist. Diese Reifenkonstante ist im Allgemeinen von Rad zu Rad verschieden und ändert in der Regel auch über längere Betriebszeit des Fahrzeuges hinweg ihren Betrag, z. B. aufgrund von Alterungserscheinungen des Reifenmaterials und/oder aufgrund von Temperatureinflüssen, die die Reibungseigenschaften eines Reifens verändern können.

Um derartige Einflüsse radbezogen adäquat berücksichtigen zu können, werden, wann immer das Zugfahrzeug 11 im Solobetrieb – bei bekannter Masse  $m_Z$  und Achslastverteilung  $P_V/P_H$  gefahren wird, die Reifenkonstanten  $k_{VAI}$ ,  $k_{VAR}$ ,  $k_{AHl}$  und  $k_{AHr}$  des linken Vorderrades (VAI), des rechten Vorderrades (VAR), des linken Hinterrades (HAI) und des rechten Hinterrades (HAR) des Zugfahrzeuges 11 adaptiv bestimmt.

Davon ausgehend, daß die Vorderräder des Zugfahrzeuges nicht angetrieben sind und die Hinterräder des Fahrzeuges über ein übliches Ausgleichsgetriebe miteinander antriebsgekoppelt sind, ist eine adaptive Bestimmung der Reifenkonstanten der Vorderräder des Fahrzeuges 10, selbsttätig gesteuert durch die elektronische Steuereinheit, wie folgt möglich:

Während einer Bremsung, durch die der Fahrer eine nur mäßige Fahrzeugverzögerung von z. B.  $0,2 g$  ( $g = 9,81 \text{ ms}^{-1}$ ) erreichen will, und dabei das Bremspedal auch nur mit mäßiger Geschwindigkeit  $\phi$  betätigt, werden sowohl in der Anfangsphase der Bremsung, in der sich die Verzögerungs-Sollwertvorgabe "langsam" ändert, als auch in der stationären Phase der Bremsung, während derer der Fahrer die Bremspedal-Stellung nicht mehr ändert, werden in kurzen Zeitabständen die Fahrzeugverzögerung  $Z$  ( $\lambda_{ALr}$ ) und der mit der jeweils gemessenen Fahrzeugverzögerung korrelierte Bremsschlupf  $\lambda_{VAI}$  bestimmt und aus einer mittelnden oder interpolierenden Verarbeitung der jeweiligen Wertepaare die Reifenkonstante  $k_{VAI}$  bzw.  $k_{VAR}$  des jeweiligen Vorderrades bestimmt.

Hierbei wird, wenn das linke Vorderrad gebremst wird, dessen Schlupf  $\lambda_{VAI}$  gemäß der Beziehung

$$\lambda_{VAI} = \frac{n_{VAR} - n_{VAI}}{n_{VAR}} \quad (41)$$

bestimmt, und, falls das rechte Vorderrad allein gebremst wird, dessen Schlupf  $\lambda_{VAR}$  gemäß der Beziehung

$$\lambda_{VAR} = \frac{n_{VAI} - n_{VAR}}{n_{VAI}} \quad (42),$$

wobei die im Nenner der Beziehungen (41) und (42) stehenden Raddrehzahlen  $n_{VAR}$  bzw.  $n_{VAI}$  jeweils diejenige des nicht gebremsten Vorderrades als Referenzdrehzahl ist.

Die Reifenkonstanten  $k_{VAI}$  und  $k_{VAr}$  ergeben sich für die Anfangsphase der Bremsung, in der jeweils nur ein Vorderrad gebremst ist, durch Auswertung der Beziehung

$$k_{VAI,r} = \frac{\lambda_{VAI,r} \cdot P_{VA}}{Z_f \cdot m_z \cdot 2} \quad (43)$$

in der mit  $P_{VA}$  die Vorderachslast bezeichnet ist.

Auf analoge Weise werden die Reifenkonstanten  $k_{HAI,r}$  gemäß der Beziehung

$$k_{HAI,r} = \frac{\lambda_{HAI,r} \cdot P_{HA}}{Z_f \cdot m_z \cdot 2} \quad (44)$$

bestimmt, in der mit  $P_{HA}$  die Hinterachslast bezeichnet ist.

Die bei einer Auswertung der Beziehung 44 berücksichtigten Werte  $\lambda_{HAI}$  und  $\lambda_{HAr}$  des Bremsschlupfes des jeweils gebremsten Hinterrades werden gemäß den Beziehungen

$$\lambda_{HAI} = \frac{n_{VAI,r} - n_{HAI}}{n_{VAI,r}} \quad (45)$$

bzw.

$$\lambda_{HAr} = \frac{n_{VAI,r} - n_{HAr}}{n_{VAI,r}} \quad (46)$$

bestimmt, durch die die Antriebskopplung der Hinterräder über ein Ausgleichs-Getriebe erfolgt, das bei einer Bremsung eines der Hinterräder zu einer Beschleunigung des jeweils anderen – nicht gebremsten – Hinterrades führt.

Unter der im allgemeinen realistischen Annahme, daß die als angetrieben vorausgesetzten Hinterräder dieselbe Bereifung haben, und daß solches auch für die Vorderräder des Fahrzeugs gilt, können bei bekannter Gesamtmasse und Achslastverteilung des Zugfahrzeuges für dieses auch "achsweise" Reifenkonstanten  $k_{VA}$  und  $k_{AH}$  ermittelt werden, wobei die Hinterachs-Reifenkonstante  $k_{HA}$  im Traktionsbetrieb des Zugfahrzeuges ermittelt wird und bei hiernach bekanntem Wert der Hinterachs-Reifenkonstante im Bremsbetrieb die Vorderachs-Reifenkonstante  $k_{VA}$  ermittelt wird.

Die Bestimmung der Hinterachs-Reifenkonstanten  $k_{AH}$  erfolgt in einer Betriebssituation des Fahrzeuges, in der seine Vorwärtsbeschleunigung  $Z_{vorwärts}$  konstant ist. Die Vorwärtsbeschleunigung  $Z_{vorwärts}$  ist hierbei durch die Beziehung

$$Z_{vorwärts} = \frac{F_{vorwärts}}{m_{ges}} = \frac{P_{HA} \cdot \lambda_{HAntrieb}}{k_{HA} \cdot (P_{VA} + P_{HA})} \quad (47)$$

und der Antriebsschlupf  $\lambda_{HAntrieb}$  durch die Beziehung

$$\lambda_{HAntrieb} = \frac{n_{HA} - n_{VA}}{n_{HA}} [\%] \quad (48)$$

gegeben. Die Vorwärts-Beschleunigung  $Z_{vorwärts}$  wird zweckmäßigerweise aus einer differenzierenden Verarbeitung der Raddrehzahlen  $n_{VA}$  der Vorderräder ermittelt.

Aus der für die Vorwärtsbeschleunigung  $Z_{vorwärts}$  geltenden Beziehung (47) folgt für die Hinterachs-Reifenkonstante  $k_{HA}$  unmittelbar die Beziehung:

$$k_{HA} = \frac{\lambda_{HAntrieb} \cdot P_{HA}}{Z_{vorwärts} \cdot (P_{VA} + P_{HA})} \quad (49),$$

die anhand der gemessenen Werte der Vorwärtsbeschleunigung  $Z_{vorwärts}$  und des Antriebsschlupfes auswertbar ist.

Aus der Beziehung (49) für die Hinterachs-Reifenkonstante  $k_{HA}$  erfolgt für das Verhältnis des Antriebsschlupfes zur Vorwärtsbeschleunigung unmittelbar die Beziehung:

$$k_{HA} \left( \frac{P_{VA}}{P_{HA}} + 1 \right) = \frac{\lambda_{HAntrieb}}{Z_{vorwärts}} \quad (49'),$$

aus der ersichtlich ist, daß dieses Verhältnis eine fahrzeugsspezifische Konstante  $m_k$  repräsentiert, die der Beziehung genügt:

$$m_k = k_{HA} \cdot \left( \frac{P_{VA}}{P_{HA}} + 1 \right) \quad (49'')$$

Unter Berücksichtigung der für das Achslastverhältnis  $P_{VA}/P_{HA}$  geltenden Beziehung (38):

$$\frac{P_{VA}}{P_{HA}} = \frac{k_{VA} \cdot f_{MZ} \cdot a}{k_{HA}} \quad 10$$

ergibt sich für die Vorderachs-Reifenkonstante  $k_{VA}$  die Beziehung

$$k_{VA} = \frac{m_k - k_{HA}}{f_{MZ} \cdot a} \quad (50) \quad 15$$

In dieser Beziehung (50) ist mit  $a$  das der Beziehung (37) entsprechende Druckverhältnis  $P_{VA}/P_{HA}$  bezeichnet, das in einem Bremsbetrieb des Fahrzeuges ermittelbar ist, bei dem die Bremskräfte so geregelt werden, daß sich Gleichheit der Raddrehzahlen sämtlicher Fahrzeugräder ergibt. 20

#### Patentansprüche

1. Verfahren zur Fahrdynamik-Regelung an einem Straßenfahrzeug, wonach taktgesteuert in zeitlich aufeinanderfolgenden Zyklen vorgegebener Dauer  $T_K$  von z. B. 5 bis 10 ms mittels eines Simulationsrechners einer einen selbsttätigen Ablauf der Regelung vermittelnden elektronischen Steuereinheit auf der Basis eines das Fahrzeug hinsichtlich seiner konstruktiv bedingten Kenngrößen und seines Beladungszustandes sowie seiner Betriebsdaten repräsentierenden Modells aus gemessenen aktuellen Werten mindestens des Lenkwinkels  $\delta$  und der Fahrzeuggeschwindigkeit  $v_x$  Referenzgrößen fuhr mindestens die Giergeschwindigkeit  $\dot{\Psi}$  und den Schwimmwinkel  $\beta$  des Fahrzeuges generiert werden und aus einem Vergleich der Referenzgröße  $\dot{\Psi}_{SO}$  als Sollwert der Giergeschwindigkeit des Fahrzeuges mit mittels einer Giergeschwindigkeits-Sensoreinrichtung fortlaufend erfaßten Ist-Werten  $\dot{\Psi}_I$  der Giergeschwindigkeit des Fahrzeuges Ansteuersignale zu einer Abweichungen des jeweiligen Ist-Wertes vom jeweils maßgeblichen Sollwert kompensatorisch beeinflussenden Aktivierung mindestens einer Radbremse des Fahrzeuges und/oder zur Reduzierung des Motor-Antriebsmoments erzeugt werden, **dadurch gekennzeichnet**, daß das Fahrzeugmodell durch ein lineares Differentialgleichungssystem der Form 25

$$[P] \cdot \left( \frac{d}{dt} \bar{X} \right) = [Q] \cdot \bar{X} + (\bar{C}) \cdot \delta(t) \quad 40$$

implementiert ist, in dem  $[P]$  eine  $4 \times 4$ -Matrix mit Elementen  $p_{ij}$  ( $p_{ij} = 0, m_z v, 0, 0; 0, 0, 0, J_z; 0, 0, 0, 0; 0, -1, 0, 0$ ) repräsentiert, in denen mit  $m_z$  die Masse des Fahrzeuges, mit  $J_z$  sein Gier-Trägheitsmoment und mit  $v$  die Fahrzeuglängsgeschwindigkeit bezeichnet sind,

$[Q]$  eine  $4 \times 4$ -Matrix mit Elementen  $q_{ij}$  ( $q_{ij} = 0, -C_v - C_H, 0, -m_z \cdot v - (C_v l_v - C_H l_H)/v; 0, C_H l_H - C_v l_v, 0, (-l_v^2 C_v - l_H^2 C_H)/v; 0, 0, 0, 0; 0, 0, 0, 1$ ) repräsentiert, in denen mit  $C_v$  und  $C_H$  die Schräglauftiefigkeiten der Vorderräder bzw. der Hinterräder des Fahrzeuges und mit  $l_v$  und  $l_H$  der Abstand des Fahrzeugsschwerpunktes von der Vorderachse bzw. der Hinterachse bezeichnet sind,  $\bar{C}$  einen 4-Komponenten Spaltenvektor mit den Komponenten  $c_i$  ( $c_i = C_v, C_v l_v, 0, 0$ ) repräsentiert,  $\bar{X}$  einen aus den Zustandsgrößen  $\beta_z$  und  $\dot{\Psi}_z$  gebildeten 4-Komponenten-Spaltenvektor mit den Komponenten  $x_i$  ( $x_i = 0, \beta_z, 0, \dot{\Psi}_z$ ) und  $\dot{\bar{X}}$  dessen zeitliche Ableitung  $d\bar{X}/dt$  repräsentieren, und daß die Aktualisierung der fahrdynamischen Zustandsgrößen  $\beta_z(k-1)$  und  $\dot{\Psi}_z(k-1)$  die zu einem Zeitpunkt  $t(k-1)$  ermittelt worden sind, auf den um die Taktzeitspanne  $T_k$  späteren Zeitpunkt  $t(k)$  durch Auswertung des Gleichungssystems 50

$$\bar{X}(k) = \left\{ \frac{[P]}{T_k} - [Q] \right\}^{-1} \cdot \left\{ \frac{[P]}{T_k} \cdot \bar{X}(k-1) + \bar{C} \cdot \delta(k) \right\} \quad 55$$

mit auf den Zeitpunkt  $t(k)$  aktualisierten Werten der Matrixelemente  $p_{ij}$  und  $q_{ij}$  erfolgt.

2. Verfahren nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß der Schwimmwinkel  $\beta_z$  bei konstanter Geschwindigkeit des Fahrzeuges auch durch eine Auswertung der Beziehung 60

$$\beta_z = \delta \cdot \frac{l_H}{l_z} \quad 65$$

überprüft wird.

3. Verfahren nach Anspruch 1 oder Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, daß der Schwimmwinkel  $\beta_z$  des Fahrzeuges

ges auch durch eine Auswertung der Beziehung

$$\beta_z = \int_{t_0(\delta=0)}^{t_c(\delta=\delta_c)} \left( \frac{a_q}{v} - \dot{\Psi} \right) dt$$

für die Integrationszeitspanne  $t_i = t_c - t_0$  gewonnen wird, innerhalb derer der Fahrer den für Kurvenfahrt erforderlichen Lenkwinkel  $\delta$  einstellt, wobei mit  $a_q$  die auf das Fahrzeug wirkende Querbewegung bezeichnet ist.

4. Verfahren nach einem der Ansprüche 1 bis 3, dadurch gekennzeichnet, daß zur fahrdynamischen Erfassung der Zustandsgrößen  $\beta_A$  (Schwimmwinkel) und  $\dot{\Psi}_A$  (Giergeschwindigkeit) eines mit einem Zugfahrzeug eines Sattelzuges gekoppelten Aufliegers (12) Null-Elemente  $p_{11}$ ,  $p_{21}$ ,  $p_{31}$ ,  $p_{33}$ ,  $p_{41}$ ,  $p_{43}$  und  $p_{44}$  der das Zugfahrzeug allein repräsentierenden Matrix  $[P_z]$  durch die Elemente

$p_{11} = m_A v$ ,  $p_{21} = -m_A v l_G$ ,  $p_{31} = -m_A v l_{AV}$ ,  $p_{33} = J_A$ ,  $p_{41} = 1$ ,  $p_{43} = l_{AV}/v$  und  $p_{44} = l_G/v$  ersetzt sind, sowie Null-Elemente  $q_{11}$ ,  $q_{13}$ ,  $q_{21}$ ,  $q_{23}$ ,  $q_{31}$ ,  $q_{33}$  und  $q_{43}$  der das Zugfahrzeug allein repräsentierenden Matrix  $[Q]$  durch die Matrixelemente  $q_{11} = C_A$ ,  $q_{13} = m_A v + C_A l_{AH}/v$ ,  $q_{21} = C_A l_G$ ,  $q_{23} = m_A v l_G - C_A l_G l_{AH}/v$ ,  $q_{31} = C_A l_{AV} + C_A l_{AH}$ ,  $q_{33} = m_A v l_{AV} - (C_A l_{AV} l_{AH} + C_A l_{AH}^2)/v$  und  $q_{43} = -1$  ersetzt sind und der Zustandsvektor  $\vec{X}$  und dessen zeitliche Ableitung  $\dot{\vec{X}}$  um die Komponenten  $x_1 = \beta_A$  und  $x_3 = \dot{\Psi}_A$  bzw.  $\dot{x}_1 = \dot{\beta}_A$  und  $\dot{x}_3 = \dot{\dot{\Psi}}_A$  ergänzt sind, wobei mit  $m_A$  die Masse des Aufliegers, mit  $l_G$  der in Fahrzeuginnenrichtung gemessene Abstand der Sattelgelenkachse vom Schwerpunkt des Zugfahrzeuges, mit  $l_{AV}$  der Abstand des Schwerpunktes des Aufliegers 12 von der Sattelgelenkachse, mit  $l_{AH}$  der Abstand des Aufliegerschwerpunktes von der Aufliegerachse, mit  $C_A$  die Schräglauftiefe der Räder der Aufliegerachse und mit  $J_A$  das Gierträgheitsmoment des Aufliegers (12) bezeichnet sind.

5. Verfahren nach einem der Ansprüche 1 bis 4 für einen Sattelzug mit zweiachsigem Zugfahrzeug und einachsigem Auflieger, dadurch gekennzeichnet, daß der Schwimmwinkel  $\beta_A$  des Aufliegers (12) durch eine Auswertung der Beziehung

$$\beta_A = \varphi + \beta_z - \frac{\dot{\Psi}(l_G + l_{AV})}{v}$$

gewonnen wird, in der mit  $\varphi$  der mit zunehmendem Betrag des Lenkwinkels  $\delta$  ebenfalls zunehmende Knickwinkel bezeichnet ist, den die in der Sattelgelenkachse sich schneidenden Längsmittelebenen des Zugfahrzeuges (11) und des Aufliegers (12) miteinander einschließen.

6. Verfahren nach Anspruch 5, dadurch gekennzeichnet, daß der Knickwinkel  $\varphi$  durch eine Auswertung der Beziehung

$$\varphi = 180^\circ - \arccos\left(\frac{l_A}{\sqrt{R_A^2 + l_A^2}}\right) - \arccos\left(\frac{R_A^2 - R_v^2 + l_v^2 - l_A^2}{2 \cdot l_v \sqrt{R_A^2 + l_A^2}}\right)$$

ermittelt wird, in der mit  $R_v$  der mittlere Kurvenbahnradius der Vorderräder des Zugfahrzeuges (11) und mit  $R_A$  der mittlere Kurvenbahnradius der Räder des Aufliegers (12) bezeichnet sind, wobei  $R_v$  und  $R_A$  durch die Beziehung

$$R_{v,A} = \frac{b_{spurV,A} \cdot v_{AchseV,A}}{(v_{Rl} - v_{Rr})_{v,A}}$$

gegeben sind, in der mit  $b_{spurV,A}$  die Spurweiten an der Vorderachse des Zugfahrzeuges ( $b_{spurV}$ ) bzw. an der Aufliegerachse ( $b_{spurA}$ ), mit  $v_{Rl}$  und  $v_{Rr}$  die Radumfangsgeschwindigkeiten am linken und am rechten Rad der jeweiligen Fahrzeugachse und mit  $v_{AchseV,A}$ , jeweils deren algebraische Mittelwerte bezeichnet sind.

7. Verfahren nach einem der Ansprüche 1 bis 6 für einen Sattelzug mit zweiachsigem Zugfahrzeug und einachsigem Auflieger, dadurch gekennzeichnet, daß die Schräglauftiefen  $C_v$  und  $C_h$  der Räder des Zugfahrzeuges und die Schräglauftiefe  $C_A$  der Räder des Aufliegers (12) bei stationären Kurvenfahrt des Zugfahrzeuges bzw. des Zuges durch Auswertung der folgenden Beziehungen ermittelt werden:

$$0 = -(C_v + C_H)\beta_z + \left( \frac{C_H l_H - C_v l_v}{v} - m_z v \right) \dot{\psi} \\ - C_A \beta_A + \left( \frac{C_A L_{AH}}{v} - m_A v \right) \dot{\psi} + C_v \delta$$

$$0 = (C_H l_H - C_v l_v) \beta_z - \frac{C_v l_v^2 + C_H l_H^2}{v} \dot{\psi} \\ + C_A l_G \beta_A + \left( m_A v l_G - \frac{C_A l_{AH} l_G}{v} \right) \dot{\psi} + C_v l_v \delta$$

$$0 = C_A (l_{AV} + l_{AH}) \beta_A + \left( m_A v l_{AV} - \frac{C_A l_{AH} (l_{AV} + l_{AH})}{v} \right) \dot{\psi} ,$$

in denen mit  $\dot{\Psi}$  die für das Zugfahrzeug (11) und den Auflieger (12) identische Giergeschwindigkeit bezeichnet ist. 25  
 8. Einrichtung zur Fahrdynamik-Regelung an einem Straßenfahrzeug unter Anwendung des Verfahrens nach einem der Ansprüche 1 bis 7, insbesondere bei einem Nutzfahrzeug, dessen Radbremsen, gesteuert durch Ausgangssignale einer elektronischen Steuereinheit, zum einen im Sinne eines vom Fahrer durch Betätigung eines Sollwert-Gebers einsteuerbaren Fahrerwunsches nach Fahrzeugverzögerung, andererseits aber auch unabhängig von einer Aktivierung der Bremsanlage durch den Fahrer im Sinne der Aufrechterhaltung eines dynamisch stabilen Fahrverhaltens 30  
 einzeln oder zu mehreren aktivierbar sind, derart, daß Abweichungen der bei einer Kurvenfahrt durch Vorgabe des Lenkwinkels  $\delta$  eingesteuerten Giergeschwindigkeit  $\dot{\Psi}$ , zu deren fortlaufender Erfassung ein Giergeschwindigkeits-sensor vorgesehen ist, von einem aus der Lenkwinkel-Vorgabe und der gemessenen Fahrzeuggeschwindigkeit sich ergebenden Sollwert im Sinne einer Annäherung an den Sollwert kompensatorisch beeinflußt werden, wobei zur Sollwertvorgabe ein Simulationsrechner vorgesehen ist, der auf der Basis eines das Fahrzeug hinsichtlich seiner 35  
 konstruktiv bedingten Kenngrößen, seines Beladungszustandes sowie seiner Betriebsdaten repräsentierenden Fahrzeugmodells aus gemessenen Werten mindestens des Lenkwinkels  $\delta$  und der Fahrzeuglängsgeschwindigkeit  $v_x$  Referenzgrößen für mindestens die Giergeschwindigkeit  $\dot{\Psi}$  generiert, wobei der Simulationsrechner auf eine taktge-  
 steuerte Auswertung sowohl der Bewegungsgleichungen eines Sattelzuges als Fahrzeug-Referenzmodell als auch 40  
 der Bewegungsgleichungen eines zweiachsigen Kraftfahrzeuges als Referenzmodell allein ausgelegt ist, dadurch gekennzeichnet, daß durch die elektronische Steuereinheit (25) Routinen zu einer adaptiven Bestimmung minde-  
 stens der folgenden Größen aus im Fahrbetrieb des Fahrzeugs oder eines aus diesem als Zugfahrzeug und einem An-  
 hängerfahrzeug bestehenden Zuges meßbaren Parametern ( $n_v$ ,  $n_v$ ,  $n_{H1}$ ,  $n_{H2}$ ,  $n_{A1}$ ,  $n_{A2}$ ,  $M_{mot}$ ,  $p_{VA}$ ,  $p_{HA}$ ) implementiert 45  
 sind:

- Gesamtmasse  $m_{ges}$  des Zuges
- Masse  $m_z$  des Zugfahrzeuges
- Masse  $m_A$  des Anhängerfahrzeuges
- Radstand  $l_z$  des Zugfahrzeuges
- Achslast-Verteilung  $p_{VA}/p_{HA}$  des Zugfahrzeuges
- Achslast-Verteilung des Zuges bzw. Hinterachslast  $p_A$  des Anhängerfahrzeuges, 50  
sowie Routinen zur Abschätzung
- des Trägheitsmoments  $J_z$  des Zugfahrzeuges um seine Hochachse und
- des Trägheitsmoments  $J_A$  des Anhängerfahrzeuges um seine Hochachse.

9. Einrichtung nach Anspruch 8, dadurch gekennzeichnet, daß die Bestimmung der Masse  $m_z$  des Zugfahrzeuges 55  
 (11) und der Gesamtmasse  $m_{ges}$  eines Sattel- oder Gliederzuges durch eine Auswertung der Beziehung

$$m_{z,ges} = \frac{M_{mot} \cdot \frac{n_{mot}}{v} \cdot \eta}{(Z_{HSP} - Z_{ist}) \cdot v}$$

erfolgt, in der mit  $M_{mot}$  das in [Nm] gemessene Motor-Ausgangsmoment, mit  $n_{mot}$  die in [ $s^{-1}$ ] gemessene Motor-  
 drehzahl, mit  $v$  die in [ $ms^{-1}$ ] gemessene Fahrzeuggeschwindigkeit, mit der durch eine dimensionslose Zahl  $< 1$  cha-  
 rakterisierte Gesamtwirkungsgrad des Vortriebs-Übertragungsstranges des Zugfahrzeuges, mit  $Z_{HSP}$  die in einer an- 65  
 trieblosen Hoch-Schalt-Pause, in der der Fahrer eine einer niedrigeren Motordrehzahl entsprechende Getriebestufe  
 einlegt, sich ergebende Fahrzeugverzögerung und mit  $Z_{ist}$  die Beschleunigung (als negative Verzögerung) bezeich-  
 net ist, die sich in dem nach dem Schaltstufenwechsel sich einstellenden Beschleunigungsbetrieb des Fahrzeuges er-  
 gibt, wobei die Masse  $m_A$  des Anhängerfahrzeuges durch Auswertung der Beziehung  $m_A = m_{ges} - m_z$  ermittelbar ist.

10. Einrichtung nach Anspruch 8 oder Anspruch 9, dadurch gekennzeichnet, daß die elektronische Steuereinheit (25) aus einer Auswertung der Ausgangssignale den Rädern des Zugfahrzeuges einzeln zugeordneter Raddrehzahlensensoren den Radstand  $l_z$  des Zugfahrzeuges gemäß der Beziehung

$$l_z = \sqrt{R_v^2 - R_H^2}$$

ermittelt, in der  $R_v$  und  $R_H$  die bei stationärer Kurvenfahrt (Lenkwinkel  $\delta$  konstant) und mäßiger Fahrzeuggeschwindigkeit ( $v < 20$  km/h) gemäß der Beziehung

$$R_{v,H} = \frac{b_{v,H} \cdot (v_{v,HI} + v_{v,HR})}{(v_{v,HI} - v_{v,HR}) \cdot 2}$$

ermittelten, mittleren Bahnradien der Vorder- und der Hinterräder des Zugfahrzeuges, mit  $b_{v,H}$  die Spurweite  $b_v$  und  $b_H$  an der Vorder- und der Hinterachse des Zugfahrzeuges (11) und mit  $v_{v,HI}$  sowie  $v_{v,HR}$  die Radgeschwindigkeiten des linken und des rechten Vorder- bzw. Hinterrades des Zugfahrzeuges bezeichnet sind.

11. Einrichtung nach einem der Ansprüche 8 bis 10, dadurch gekennzeichnet, daß die elektronische Steuereinheit den Radstand  $l_z$  des Zugfahrzeuges durch Auswertung der Beziehung

$$l_z = \frac{\delta}{\Psi_z} \cdot v_z$$

ermittelt.

12. Einrichtung nach einem der Ansprüche 8 bis 11 für einen Sattelzug, bei dem sämtlichen Fahrzeugrädern je ein Raddrehzahlsensor (30<sub>1</sub> bis 30<sub>6</sub>) zugeordnet ist, dadurch gekennzeichnet, daß ein elektronischer oder elektromechanischer Knickwinkelsensor (67) vorgesehen ist, mittels dessen der Winkel  $\phi$  erfaßbar ist, unter dem sich bei Kurvenfahrt die vertikalen Längsmittlebenen des Zugfahrzeuges (11) und des Aufliegers (12) des Sattelzuges in dessen Sattelgelenkachse schneiden, und daß die elektronische Steuereinheit (25) die zwischen dem Sattelgelenk und der Aufliegerachse (49) gemessene Länge  $l_A$  des Aufliegers aus einer Auswertung der Beziehung

$$l_A = \frac{R_H - R_A \sqrt{1 + \tan^2 \phi}}{\sin \phi} + R_A \tan \phi$$

ermittelt, in der  $R_H$  und  $R_A$  die mittleren Bahnradien  $R_{H,A}$  der Hinterräder des Zugfahrzeuges und der Räder der Aufliegerachse bezeichnet sind, die ihrerseits gemäß der Beziehung

$$R_{H,A} = \frac{b_{H,A} (v_{H,AI} + v_{H,Ar})}{(v_{H,AI} - v_{H,Ar}) \cdot 2}$$

ermittelbar sind, in der mit  $b_{H,A}$  die Spurweiten  $b_H$  und  $b_A$  der Hinterachse des Zugfahrzeuges bzw. des Aufliegers bezeichnet sind.

13. Einrichtung nach Anspruch 12, dadurch gekennzeichnet, daß die elektronische Steuereinheit (25) den Abstand  $l_{SH}$  des Sattelpunktes von der Hinterachse des Zugfahrzeuges (11) durch eine Auswertung der Beziehung

$$l_{SH} = \frac{R_H - R_A \sqrt{\tan^2 \phi + 1}}{\tan \phi}$$

ermittelt.

14. Einrichtung nach einem der Ansprüche 8 bis 13, dadurch gekennzeichnet, daß das Zugfahrzeug (11) mit mindestens einem Achslastsensor ausgerüstet ist, der ein von der elektronischen Steuereinheit verarbeitbares elektrisches Ausgangssignal erzeugt, das ein Maß für die über die lastüberwachte Fahrzeugachse auf der Fahrbahn abgestützte Last  $P_{VA}$  oder  $P_{HA}$  ist.

15. Einrichtung nach Anspruch 14, dadurch gekennzeichnet, daß die elektronische Steuereinheit (25) eine Bestimmung des Abstands  $l_v$  des Schwerpunktes des Zugfahrzeuges von dessen Vorderachse gemäß der Beziehung

$$l_v = l_z \cdot \frac{P_{HA}}{m_z}$$

vermittelt, wenn der Achslastsensor der Hinterachse des Fahrzeuges zugeordnet ist und eine Bestimmung dieses Abstands  $l_v$  gemäß der Beziehung



$$l_v = l_z \cdot \left(1 - \frac{P_{vA}}{m_z}\right)$$

vermittelt, wenn der Achslastsensor der Vorderachse des Fahrzeuges zugeordnet ist. 5

16. Einrichtung nach einem der Ansprüche 8 bis 15, an einem Sattelzug, dessen Auflieger mit einem Achslastsensor ausgerüstet ist, der ein für die über die Aufliegerachse auf der Fahrbahn abgestützte Last  $P_{AHA}$  charakteristisches, von der elektronischen Steuereinheit verarbeitbares elektrisches Ausgangssignal erzeugt, dadurch gekennzeichnet, daß die elektronische Steuereinheit den Abstand  $l_{AV}$  des Schwerpunktes des Aufliegers (12) vom Sattelgelenk gemäß der Beziehung 10

$$l_{AV} = l_A \cdot \frac{P_{HA}}{m_A}$$

bestimmt, in der mit  $l_A$  der Abstand der Aufliegerachse vom Sattelpunkt und mit  $m_A$  die Aufliegermasse bezeichnet sind. 15

17. Einrichtung nach einem der Ansprüche 8 bis 16, an einem Sattelzug, dessen Zugfahrzeug mit einem Achslastsensor ausgerüstet ist, der ein für die über die Hinterachse des Zugfahrzeuges auf der Fahrbahn abgestützte Masse  $m_{ZHA}$  charakteristisches, von der elektronischen Steuereinheit (25) verarbeitbares elektrisches Ausgangssignal erzeugt, dadurch gekennzeichnet, daß die elektronische Steuereinheit (25) den Abstand  $l_{AV}$  des Aufliegerschwerpunktes vom Sattelgelenk gemäß der Beziehung 20

$$l_{AV} = l_A \cdot \left(1 - \frac{(m_{ZHA} - m_{ZHAleer})}{m_A}\right) \cdot \frac{l_z}{l_{sv}}$$

bestimmt, in der mit  $m_{ZHAleer}$  die über die Hinterachse des Zugfahrzeuges ohne Auflieger abgestützte Masse, mit  $m_A$  die Aufliegermasse und mit  $l_{sv}$  der Abstand des Sattelgelenks von der Vorderachse des Zugfahrzeuges bezeichnet sind. 25

18. Einrichtung nach einem der Ansprüche 8 bis 17, an einem Sattelzug, der mit einem Sensor ausgerüstet ist, der ein für den im Sattelgelenk am Zugfahrzeug abgestützten Massenanteil  $m_{AS}$  des Aufliegers (12) charakteristisches, von der elektronischen Steuereinheit (25) verarbeitbares elektrisches Ausgangssignal erzeugt, dadurch gekennzeichnet, daß die elektronische Steuereinheit (25) den Abstand  $l_{AV}$  des Aufliegerschwerpunktes vom Sattelgelenk gemäß der Beziehung 30

$$l_{AV} = l_A \cdot \left(1 - \frac{m_{AS}}{m_A}\right)$$

bestimmt. 35

19. Einrichtung nach einem der Ansprüche 8 bis 18, dadurch gekennzeichnet, daß die elektronische Steuereinheit eine Abschätzung des Gier-Trägheitsmoments  $J_z$  des Zugfahrzeuges (11) und des Gier-Trägheitsmoments  $J_A$  des Anhängers (12) gemäß der/der Beziehung(en) 40

$$J_z = (m_v \cdot l_v^2 + m_H \cdot l_H^2) \cdot 1,1$$

und 45

$$J_A = (m_{AV} \cdot l_{AV}^2 + m_{AH} \cdot l_{AH}^2) \cdot 1,1$$

vermittelt, in der/denen mit  $m_v$  der über die Vorderachse des Zugfahrzeuges abgestützte Massenanteil, mit  $m_H$  der über dessen Hinterachse auf der Fahrbahn abgestützte Massenanteil des Zugfahrzeuges und mit  $l_H$  der Abstand ( $l_z - l_v$ ) des Zugfahrzeugschwerpunktes von der Hinterachse des Zugfahrzeuges sowie mit  $m_{AV}$  der im Sattelgelenk abgestützte Massenanteil des Aufliegers, mit  $m_{AH}$  der über die Auflieger-Hinterräder auf der Fahrbahn abgestützte Massenanteil des Aufliegers und mit  $l_{AH} = l_A - l_{AV}$  der Abstand des Aufliegerschwerpunktes von der Hinterachse (49) des Aufliegers (12) bezeichnet sind. 50

20. Einrichtung nach Anspruch 14 oder Anspruch 15 und einem der Ansprüche 15 bis 19 an einem Lastkraftwagen oder -Zug, der mit einer pneumatischen Federung ausgerüstet ist, dadurch gekennzeichnet, daß die Achslast-Sensierung durch eine Druck-Sensierung des Federungsdruckes an der überwachten Fahrzeugachse implementiert ist. 55

21. Einrichtung nach einem der Ansprüche 8 bis 20, dadurch gekennzeichnet, daß die elektronische Steuereinheit (25) die Hinterachslast  $P_{HA}$  des Zugfahrzeuges (11) in einem Bremsmodus, in dem bei mäßiger Fahrzeugverzögerung nur die Hinterradbremmen betätigt werden ( $Z < 0,2$  g), auf einer Auswertung der Beziehung 60

$$P_{HA} = \frac{m_{Z,ges} \cdot k_{HA} \cdot Z}{\lambda_{HA}}$$

bestimmt, in der mit  $Z$  die (gemessene) Fahrzeugverzögerung, mit  $\lambda_{HA}$  der gemäß der Beziehung

$$\lambda_{HA} = \frac{n_{VA} - n_{HA}}{n_{VA}} [\%]$$

ermittelte Bremsschlupf und mit  $k_{HA}$  eine Reifenkonstante bezeichnet ist, die dem Verhältnis  $\lambda/\mu$  des genutzten Kraftschlußbeiwerts  $\mu$  zu dem durch die Bremsenbetätigung erzeugten Bremsschlupf  $\lambda$  entspricht, wobei, gleichen Raddurchmesser der Vorder- und der Hinterräder vorausgesetzt, mit  $n_{VA}$  die Raddrehzahlen der nicht gebremsten (Vorder-)Räder und mit  $n_{HA}$  die Raddrehzahlen der gebremsten (Hinterr-)Räder des Zugfahrzeuges (11) bezeichnet sind.

22. Einrichtung nach Anspruch 21, dadurch gekennzeichnet, daß die elektronische Steuereinheit (25) die Vorderachslast  $P_{VA}$  des Zugfahrzeuges (11) durch eine Auswertung der Beziehung

$$P_{VA} = \frac{k_{VA} \cdot f_{MZ} \cdot a \cdot P_{HA}}{k_{HA}}$$

ermittelt, in der mit  $k_{VA}$  die Reifenkonstante(n) der Vorderräder des Zugfahrzeuges (11), mit  $f_{MZ}$  das Auslegungsverhältnis der Vorderrad- und der Hinterradbremmen bezeichnet ist, das dem Verhältnis  $B_{VA}/B_{HA}$  der Vorderachs-Bremskraft  $B_{VA}$  und der Hinterachsbremskraft  $B_{HA}$  entspricht, wenn sämtliche Radbremsen mit demselben Steuerdruck angesteuert werden, und mit  $a$  das Betätigungsdruckverhältnis  $p_{VA}/p_{HA}$  bezeichnet ist, das sich ergibt, wenn bei einer Bremsung alle gebremsten Fahrzeugräder durch Bremskraftverteilungsregelung auf gleiche Momentangeschwindigkeit geregelt werden.

23. Einrichtung nach Anspruch 21 oder Anspruch 22, dadurch gekennzeichnet, daß eine adaptive Ermittlung der Reifenkonstanten  $k_{VAI}$  und  $k_{VAr}$  des linken und des rechten Vorderrades des Zugfahrzeuges und der Reifenkonstanten  $k_{HAI}$  und  $k_{HAr}$  des linken und des rechten Hinterrades durch Auswertung der Beziehungen

$$k_{VAI,r} = \frac{\lambda_{VAI,r} \cdot P_{VA}}{2 \cdot Z \cdot m_Z}$$

und

$$k_{HAI,r} = \frac{\lambda_{HAI,r} \cdot P_{HA}}{2 \cdot Z \cdot m_Z}$$

für Bremsungen mit mäßiger Fahrzeugverzögerung ( $Z < 0,2 g$ ) erfolgt.

24. Einrichtung nach Anspruch 23, dadurch gekennzeichnet, daß die Bestimmung der Reifenkonstanten  $k_{VAI,r}$  und  $k_{HAI,r}$  in alternierenden Zyklen erfolgt, in denen die Reifenkonstanten  $k_{VAI}$  und  $k_{HAr}$  bzw.  $k_{VAr}$  und  $k_{HAI}$  je eines Vorderrades und des diesem diagonal gegenüberliegenden Hinterrades des Zugfahrzeuges ermittelt werden.

25. Einrichtung nach einem der Ansprüche 8 bis 20 bei einem Fahrzeug, das mit einer Regelungseinrichtung versehen ist, die das Verhältnis

$$\Phi = \frac{B_{VA}}{B_{HA}}$$

der Vorderachs-Bremskraft  $B_{VA}$  zur Hinterachs-Bremskraft  $B_{HA}$  gemäß einer Beziehung

$$\Phi = a + b \cdot Z_{soll}$$

dahingehend regelt, daß bei einer Bremsung sämtliche Fahrzeugräder im wesentlichen dieselbe Radumfangsgeschwindigkeit haben, dadurch gekennzeichnet, daß die elektronische Steuereinheit (25) zu einer adaptiven Ermittlung einer achsbezogenen Reifenkonstante  $k_{HA}$  für die angetriebenen Fahrzeugräder, z. B. die Hinterräder des Fahrzeuges eine Auswertung der Beziehung

$$k_{HA} = \frac{\lambda_{HAAntrieb} \cdot P_{HA}}{Z_{vorwärts} \cdot (P_{VA} + P_{HA})}$$

vermittelt, in der mit  $\lambda_{HA}$  der Antriebsschlupf und mit  $Z_{vorwärts}$  die Fahrzeugbeschleunigung bezeichnet sind, und zu

einer adaptiven Ermittlung einer achsbezogenen Reifenkonstante  $k_{VA}$  für die nicht angetriebenen Fahrzeugräder eine Auswertung der Beziehung

$$k_{VA} = \frac{m_k - k_{HA}}{f_{MZ} \cdot a}$$

5

vermittelt, in der mit  $m_k$  eine Konstante bezeichnet ist, die ihrerseits durch die Beziehung

$$m_k = \frac{k_{HA} \cdot (P_{VA} + P_{HA})}{P_{HA}}$$

10

gegeben ist.

26. Einrichtung nach einem der Ansprüche 8 bis 25 für einen als Gliederzug ausgebildeten Lastzug, dadurch gekennzeichnet, daß sowohl das Zugfahrzeug als auch das Anhängerfahrzeug mit je einem Giergeschwindigkeitssensor ausgerüstet sind.

15

---

Hierzu 5 Seite(n) Zeichnungen

---

20

25

30

35

40

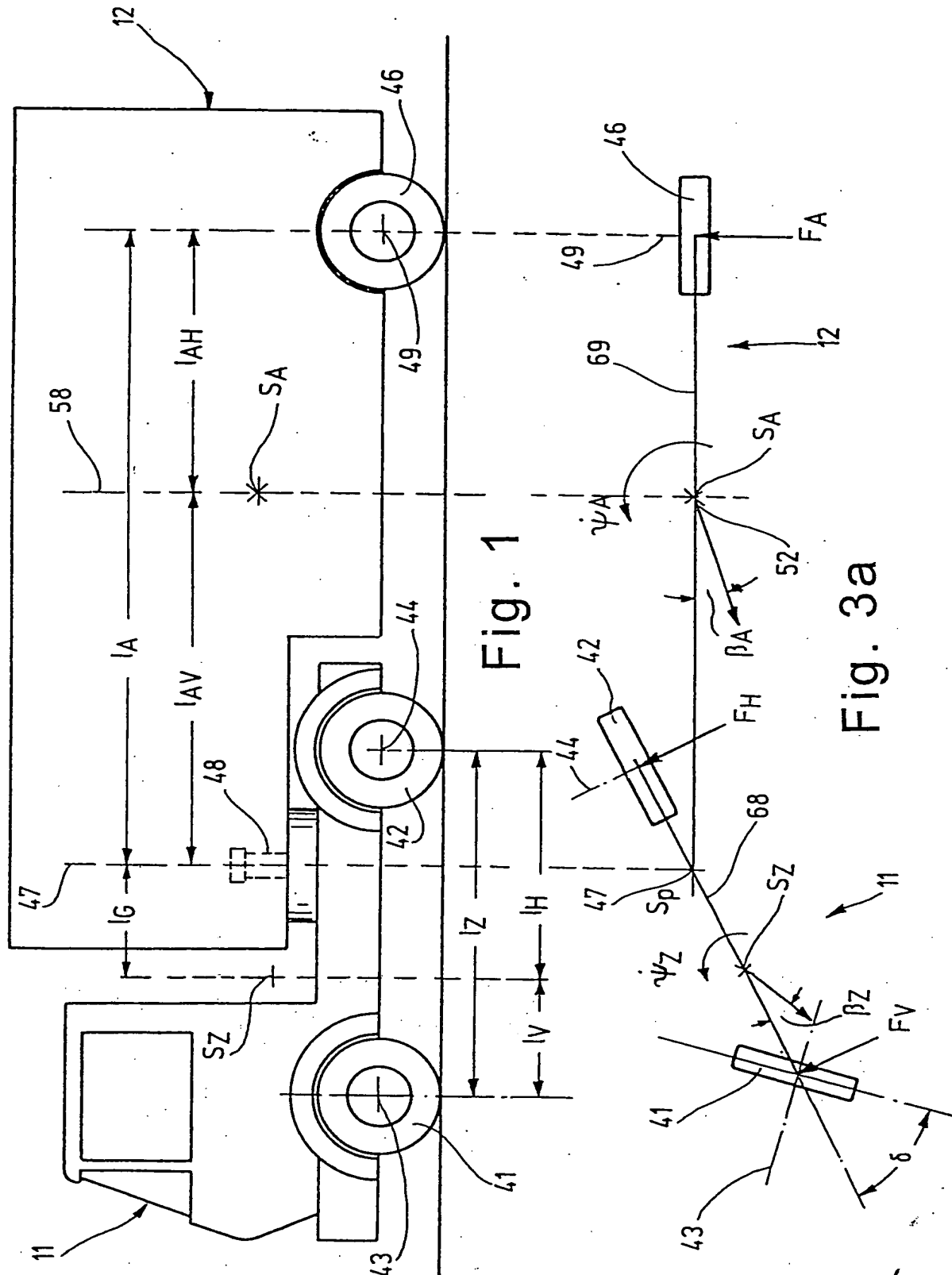
45

50

55

60

65



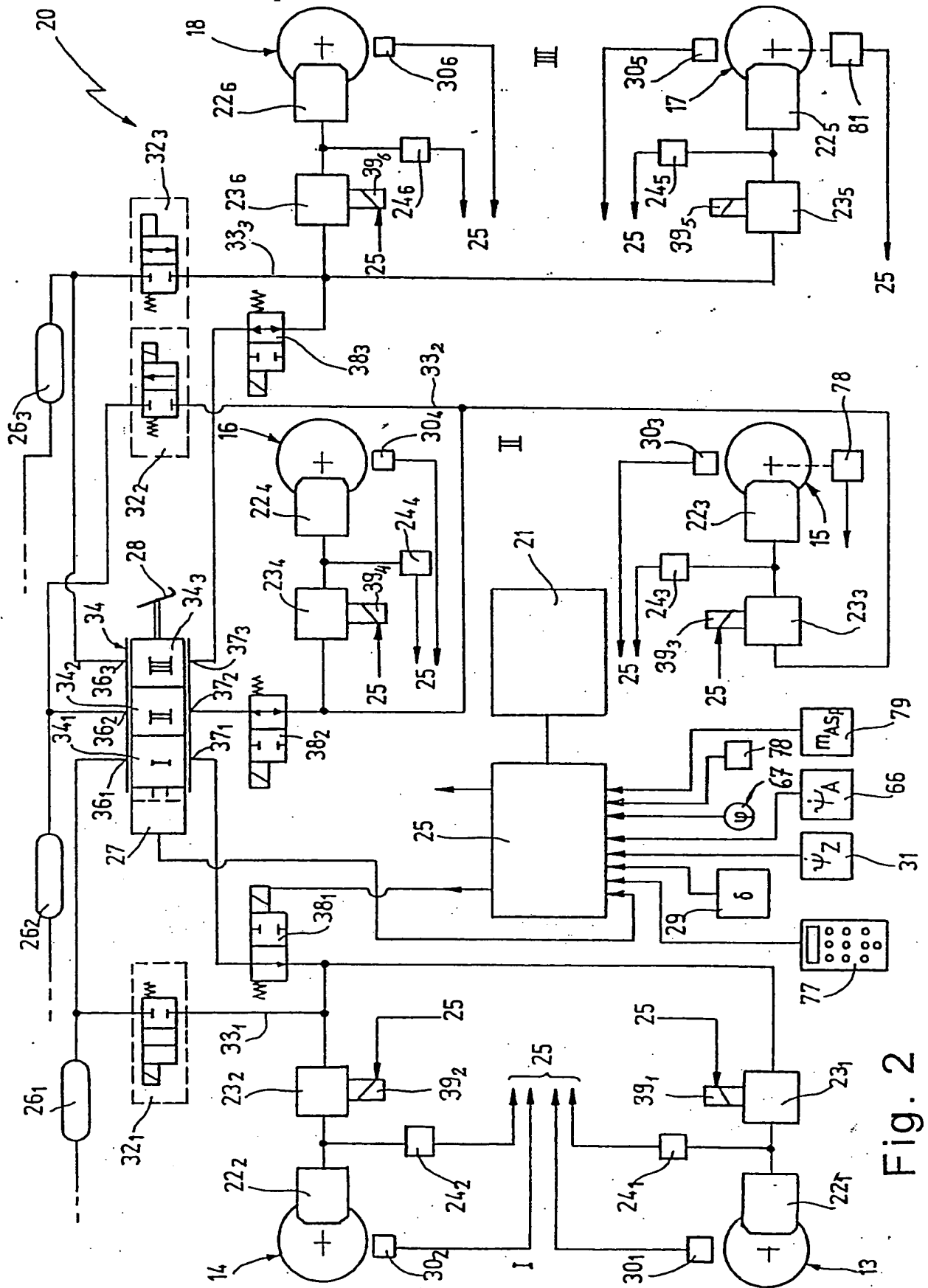


Fig. 2

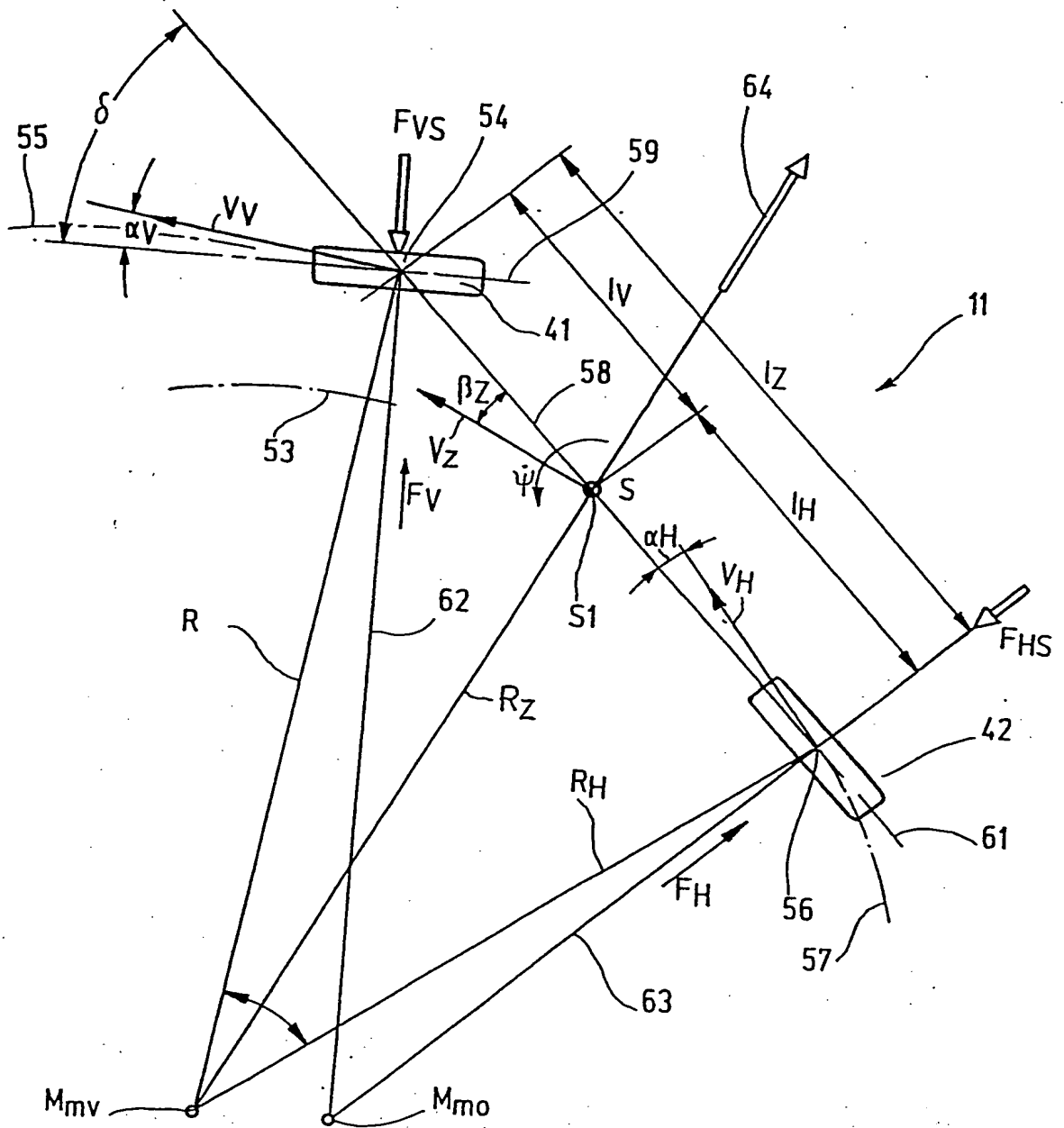


Fig. 3b

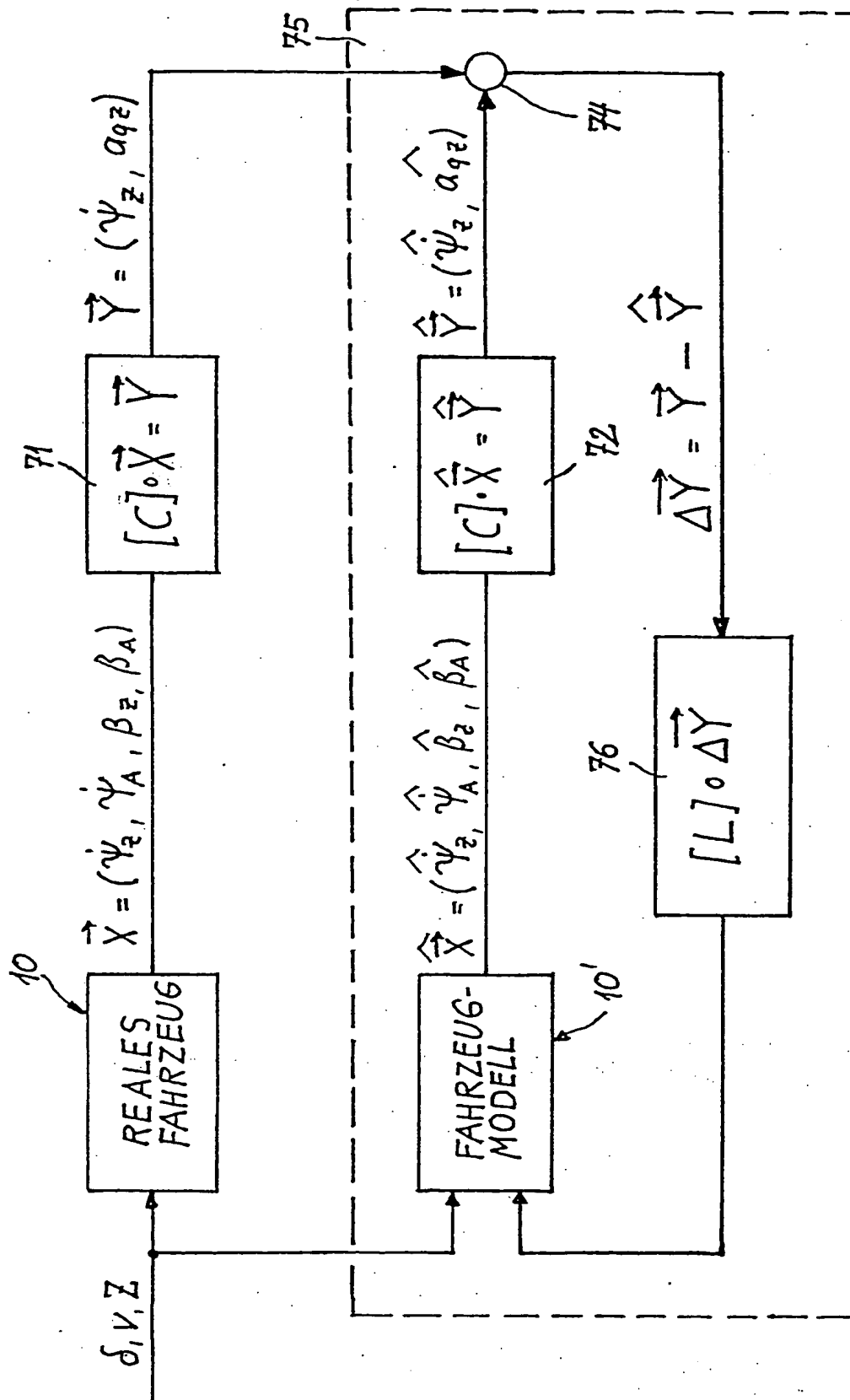


Fig. 4

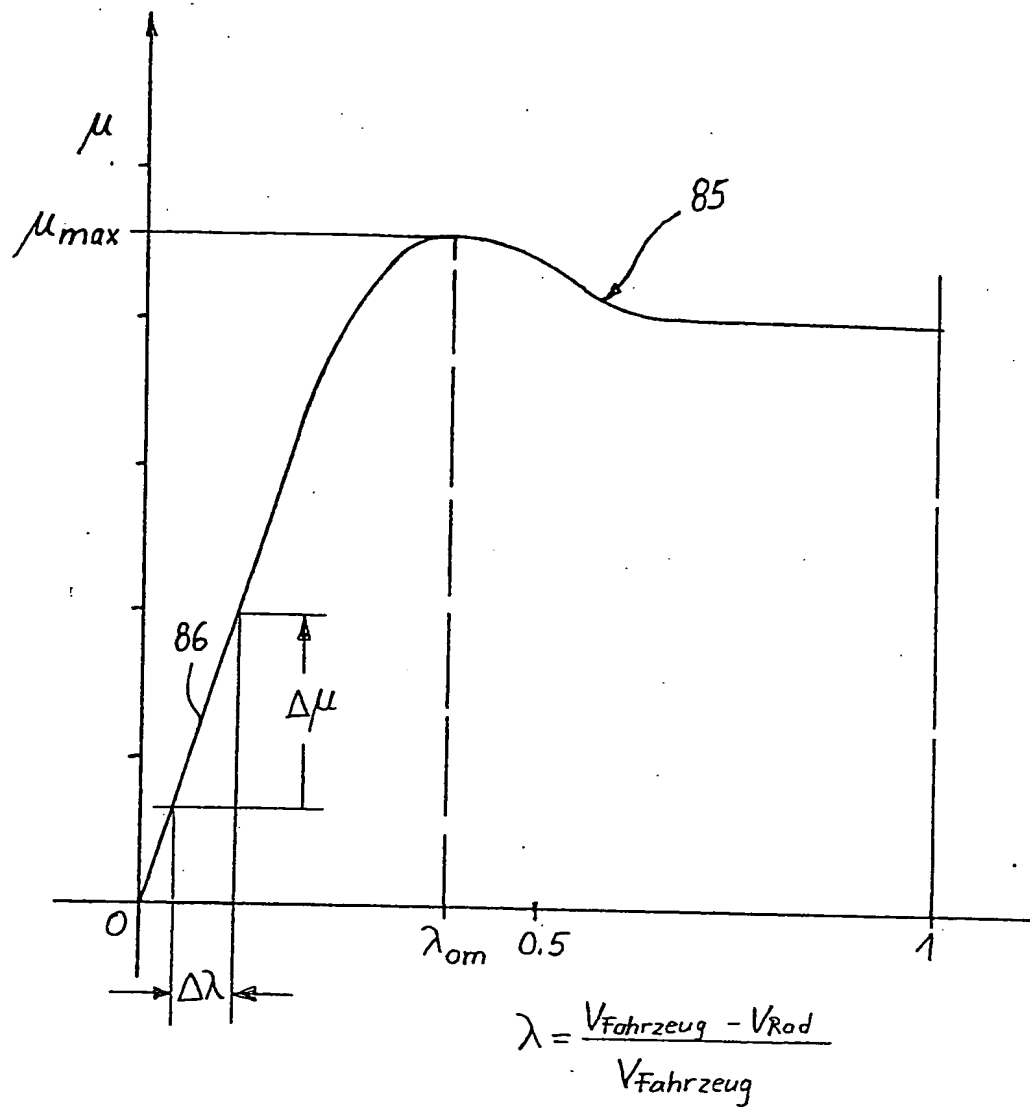


Fig. 5



**This Page is Inserted by IFW Indexing and Scanning  
Operations and is not part of the Official Record**

## **BEST AVAILABLE IMAGES**

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images include but are not limited to the items checked:

- ☒ **BLACK BORDERS**
- ☐ **IMAGE CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES**
- ☐ **FADED TEXT OR DRAWING**
- ☐ **BLURRED OR ILLEGIBLE TEXT OR DRAWING**
- ☐ **SKEWED/SLANTED IMAGES**
- ☐ **COLOR OR BLACK AND WHITE PHOTOGRAPHS**
- ☐ **GRAY SCALE DOCUMENTS**
- ☐ **LINES OR MARKS ON ORIGINAL DOCUMENT**
- ☐ **REFERENCE(S) OR EXHIBIT(S) SUBMITTED ARE POOR QUALITY**
- ☐ **OTHER:** \_\_\_\_\_

**IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.**

**As rescanning these documents will not correct the image problems checked, please do not report these problems to the IFW Image Problem Mailbox.**